
Druckluftbetriebene Kleinturbinen für mobile Anwendungen

Small air-driven turbines for mobile applications

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von Daniel Pfeffer aus Frankfurt am Main

Tag der Einreichung: 29. April 2019, Tag der Prüfung: 11. November 2019

Darmstadt — D 17

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak

2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Matthias Nienhaus



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich
Elektrotechnik und Informationstechnik
Fachgebiet Mikrotechnik
und Elektromechanische Systeme

Druckluftbetriebene Kleinturbinen für mobile Anwendungen
Small air-driven turbines for mobile applications

Genehmigte Dissertation von Daniel Pfeffer aus Frankfurt am Main

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Matthias Nienhaus

Tag der Einreichung: 29. April 2019

Tag der Prüfung: 11. November 2019

Jahr der Veröffentlichung auf TUpriints: 2020

Darmstadt — D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: [urn:nbn:de:tuda-tuprints-96444](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:tuda-tuprints-96444)

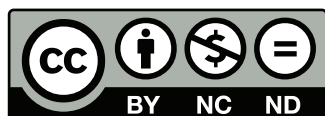
URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/9644>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung 4.0 International

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

Kurzfassung: Druckluftbetriebene Scheibenläuferturbinen für mobile Anwendungen

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung und Realisierung eines tragbaren Turbinen-Generator-Systems zur Gewinnung elektrischer Energie aus der Strömung von Druckluft. Anhand des Anwendungsszenarios von Pressluft-Atemsystemen wird eine Strömungsmaschine mit angeschlossenem Generator entworfen, aufgebaut und charakterisiert.

In Situationen, in denen mobile Pressluft-Atemsysteme zum Einsatz kommen, wird in der Regel ein Druckbehälter mit Atemgas mitgeführt. Durch den hohen Druck von bis zu 300 bar enthält der Druckbehälter eine erhebliche Energiemenge. Da die Anwender solcher mobiler Pressluft-Atemsysteme - wie (Berufs-)Taucher und Feuerwehrleute - zunehmend elektrisch betriebene Geräte wie Lampen, Funksysteme und Sensoren mitführen, müssen aktuell Batterien für die Versorgung der Geräte eingesetzt werden. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Umwandlung eines Teils der im komprimierten Atemgas enthaltenen Energie in elektrische Energie. Mittels einer Turbine, die an einen elektrischen Generator angeschlossen ist, wird zwischen Druckbehälter und Mundstück des Anwenders elektrische Energie aus der Strömung des komprimierten Gases gewonnen.

Mit dem Scheibenläufer-Turbinenprinzip schlug Nikola Tesla im Jahr 1913 eine Bauform für Strömungsmaschinen vor, die bis heute Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen ist. Das auf der Grenzflächenreibung zwischen parallelen Flächen beruhende Prinzip ist im Vergleich mit schaufelbasierten Turbinen weniger aufwändig in der Herstellung und verspricht eine höhere Laufruhe im Betrieb. In dieser Arbeit wird auf Grundlage dieses Turbinenprinzips eine Strömungsmaschine mit dem Ziel des Einsatzes in mobilen Pressluft-Atemsystemen entworfen und aufgebaut. Die Strömungsmaschine liegt in einem quaderförmigen Gehäuse mit den Kantenlängen $50\text{ mm} \times 50\text{ mm} \times 37,3\text{ mm}$ ($B \times H \times T$). Der Durchmesser des Rotors beträgt 20 mm. Seitlich ist ein handelsüblicher Brushless-DC-Motor als Generator angebracht. Alle Teile werden mit herkömmlichen Fertigungsverfahren wie CNC-Fräsen, Drehen und Feinätzen hergestellt. Zusätzlich werden als Alternative zu den scheibenbasierten Turbinenelementen drei verschiedene schaufelbasierte Turbinenelemente mithilfe des Fused Deposition Modeling 3D-Drucks (FDM) hergestellt und anschließend eingesetzt.

Eine besondere Herausforderung stellt die präzise Wuchtung des aus mehreren Einzelteilen bestehenden Rotors dar, da der Rotoraufbau zur Charakterisierung wechselnder Konstruktionsparameter wie Scheibenzahl und -abstände variabel ist. Jedoch soll er Drehzahlen von bis zu $100\,000\text{ min}^{-1}$ standhalten. Es werden in zwei Rotorebenen jeweils sechs manuell verschiebbare Massen eingebracht, welche die Kompensation einer dynamischen Unwucht ermöglichen. Das Thema Unwucht wird dafür zunächst allgemein aufgearbeitet, um anschließend die Unwuchtsituation der Konstruktion eingehend zu analysieren. Zur Auslegung der Auswuchtparameter wird eine neue Methodik zur Beurteilung und Dimensionierung der Kompensationseinrichtungen erarbeitet und schließlich auf das vorliegende Szenario angewandt. Es wird eine Auswuchtmaschine aufgebaut, mit dem die dynamische Unwucht des Rotors bis in den niedrigen einstelligen mg mm -Bereich bestimmt werden kann, was experimentell verifiziert wird. In einem einfachen, manuellen iterativen Verfahren kann auf diese Weise eine Wuchtgüte von G 2,5 nach ISO 21940-11 erreicht werden.

Im Zuge einer Modellbildung wird die Energiewandlungskette mit ihren einzelnen Wandlungsschritten und Verlustmechanismen für stationäre Betriebszustände beschrieben. Mittels der Modellgleichung kann eine Darstellung des Leistungskennfelds $P(n, \dot{m})$ in Abhängigkeit zu den Betriebsparametern Drehzahl n und Massestrom \dot{m} erzeugt werden. Ebenso werden qualitative Aussagen über die Einflüsse einzelner Modellparameter auf das Leistungskennfeld gemacht.

Während der Charakterisierung des Turbinen-Generator-Systems werden 15 Rotorkonfigurationen eigenhändig aufgebaut, ausgewuchtet und hinsichtlich ihrer Leistungsdaten bei der Energieumwandlung untersucht. Davon basieren neun Rotorkonfigurationen auf dem Scheibenläuferprinzip von Tesla und

sind in Spaltanzahl, Spaltbreite variabel. Sechs Rotorkonfigurationen werden mit insgesamt drei verschiedenen 3D-gedruckten schaufelbasierten Turbinenelementen aufgebaut. Als weitere Variation wird die Breite der Einlassdüse variiert. Die Turbine wird dabei jeweils mit einem Massefluss von 0 slpm bis 150 slpm (Standardliter pro Minute) beaufschlagt, was dem Bereich der menschlichen Atmung in verschiedenen Belastungssituationen entspricht.

Die Messungen zeigen, dass mit den Rotoren nach dem Scheibenläuferprinzip und dem übrigen Aufbau bis zu 23,28 W elektrische Leistung gewonnen werden können. Mittels der 3D-gedruckten Turbinenelemente wird eine gewonnene elektrische Leistung von bis zu 58,31 W gemessen. Die Drehzahl bei maximaler Luftströmung beträgt dabei zwischen $60\,000\text{ min}^{-1}$ und $92\,000\text{ min}^{-1}$. Der Vergleich zwischen den gemessenen Leistungskennfeldern und der zuvor angestellten Modellbildung wird exemplarisch durchgeführt und zeigt eine hohe qualitative Übereinstimmung.

Die Ergebnisse dieser Arbeit können als Ausgangspunkt für weitere Untersuchungen an tragbaren Druckluft-Turbinensystemen genutzt werden. Die entwickelte Methodik zur Analyse und Auslegung von mechanischen Einheiten zur Unwuchtkorrektur ist für viele Wuchtaufgaben direkt anwendbar und kann für weitere Ausgleichsverfahren erweitert werden.

Abstract: Air-driven Tesla turbines for mobile applications

The presented dissertation focuses on the investigation and realization of a portable turbine generator system for the production of electrical energy from a flow of compressed air. Based on the application scenario of compressed air breathing systems, a turbomachine with a connected generator is designed, built and characterized.

In situations where mobile compressed air breathing systems are used, a pressure vessel with breathing gas is usually carried. Due to the high pressure of up to 300 bar the pressure vessel contains a considerable amount of energy. As the users of such mobile compressed air breathing systems such as (professional) divers and fire fighters are increasingly carrying electrically operated devices such as lamps, radio systems and sensors, batteries must be used to supply the devices. This work deals with the conversion of part of the energy contained in compressed breathing gas into electrical energy. Using a turbine connected to an electrical generator, electrical energy is produced from the compressed gas flow between the pressure vessel and the user's mouthpiece.

In 1913, Nikola Tesla proposed the disc rotor turbine principle, a design for turbomachines that is still a subject of scientific investigation today. The principle, based on the boundary layer friction between parallel surfaces, is less complex to manufacture than blade-based turbines and promises smoother operation. In this work, a turbomachine is designed and constructed on the basis of this turbine principle with the purpose of being used in mobile compressed air breathing systems. The turbomachine lies in a cuboid housing with the edge lengths 50 mm × 50 mm × 37.3 mm (W×H×D). The diameter of the rotor is 20 mm. A standard brushless DC motor is mounted on the side as a generator. All parts are manufactured using conventional manufacturing methods such as CNC milling, turning and fine-etching. In addition, as an alternative to the disk-based turbine elements, three different blade-based turbine elements are manufactured using Fused Deposition Modelling 3D printing (FDM) and then tested.

A particular challenge is the precise balancing of the rotor, which consists of several individual parts, as the rotor structure is highly adjustable to characterize changing design parameters such as the number and spacing of disks. However, it should withstand speeds of up to 100 000 rpm as a design constraint. Six manually positionable masses are introduced in each of two rotor planes, which enable the compensation of any expected dynamic imbalance. The topic of imbalance will therefore first be dealt with in general and then the imbalance situation of the construction will be analysed in detail. For the design of the balancing parameters, a new methodology for the assessment and dimensioning of the compensation mechanisms will be developed and finally applied to the present scenario. A balancing stand is set up with which the dynamic imbalance of the rotor can be determined down to the low single-digit mg mm range, and is verified experimentally. In this way, a balancing quality of G 2.5 according to ISO 21940-11 can be achieved in a simple, manual and iterative procedure.

In a modelling approach, the energy conversion chain including its individual conversion steps and loss mechanisms is described in terms of stationary operating states. Using the resulting equation of the model, a representation of the power map $P(n, \dot{m})$ is generated as a function of the operating parameters rotational speed n and mass flow \dot{m} . Qualitative statements on the influence of individual model parameters on the power map are also made.

While characterizing the turbine-generator system, 15 rotor configurations are individually assembled, balanced and examined with regard to their performance in energy conversion. Of these, nine rotor configurations are based on the Tesla disc rotor principle and are variable in gap number and gap width. Six rotor configurations are built with a total of three different 3D-printed blade-based turbine elements. As a further variation, the width of the inlet nozzle is varied. The turbine is supplied with a mass flow of 0 to 150 slpm (standard litre per minute), which corresponds to the range of human respiration in different physical conditions.

Measurements show that the rotors can generate up to 23.28 W of electrical power using the disc rotor principle and the surrounding design. The 3D printed turbine elements provide an electrical power of up to 58.31 W. The speed at maximum air flow is between 60 000 and 92 000 rpm. The comparison between the measured power characteristic maps and the model is carried out with one of the prototypes and shows a good qualitative similarity.

The findings of this work can be used as a starting point for further investigations of portable compressed air turbine systems. The developed methodology for the analysis and design of mechanical units for the correction of unbalance is readily applicable for many balancing tasks and can be extended for further correction methods.

Erklärungen laut Promotionsordnung

§ 8 Abs. 1 lit. c PromO

Ich versichere hiermit, dass die elektronische Version meiner Dissertation mit der schriftlichen Version übereinstimmt.

§ 8 Abs. 1 lit. d PromO

Ich versichere hiermit, dass zu einem vorherigen Zeitpunkt noch keine Promotion versucht wurde. In diesem Fall sind nähere Angaben über Zeitpunkt, Hochschule, Dissertationsthema und Ergebnis dieses Versuchs mitzuteilen.

§ 9 Abs. 1 PromO

Ich versichere hiermit, dass die vorliegende Dissertation selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Quellen verfasst wurde.

§ 9 Abs. 2 PromO

Die Arbeit hat bisher noch nicht zu Prüfungszwecken gedient.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Druckluft-Energiewandlung in mobilen Anwendungen	1
1.2. Aufbau der Arbeit und wissenschaftliche Zielsetzung	3
1.3. AiF-Projekt: Entwicklung von Scheibenläuferturbinen zum Energy-Harvesting	4
2. Grundlagen zur Druckluft-Energiewandlung	7
2.1. Stand von Forschung und Technik	7
2.1.1. Grundlagen der Strömungsmaschinen	7
2.1.2. Kompakte Generatoren für hohe Drehzahlen	11
2.2. Thermodynamische Grundlagen zu Druckluft-Turbinen	14
3. Gesamtkonzept und Modellbildung der Energiewandlungskette	19
3.1. Gesamtkonzept	19
3.2. Modellbildung	20
4. Systemaufbau	27
4.1. Konstruktiver Aufbau der Turbine	27
4.1.1. Zielsetzung und Anforderungen	27
4.1.2. Entwurf der mechanischen Komponenten	28
4.1.3. Alternative Rotor-Elemente	36
4.2. Elektrischer Generator	37
4.3. Integration des Gesamtsystems	38
4.3.1. Gesamtaufbau des Systems	38
5. Wuchtung des Rotors	41
5.1. Grundsätzliches zur Unwucht	41
5.1.1. Arten von Unwucht	42
5.1.2. Zulässige Restunwucht	44
5.1.3. Wuchtausgleich	45
5.2. Analyse des Rotorverbunds	46
5.3. Methodik zur Dimensionierung der Maßnahmen für den Wuchtausgleich	48
5.4. Aufbau und Funktion der Auswuchtmaschine	63
5.5. Zusammenfassung des Auswuchtverfahrens	75
6. Charakterisierung	77
6.1. Beschreibung des Messplatzes	77
6.2. Reibmoment des Rotors	80
6.3. Durchflusscharakteristik der Turbine	83
6.4. Kennfelder des Gesamtsystems	83
6.5. Ergebnisdiskussion	95
7. Fazit und Ausblick	99
Literaturverzeichnis	101
Abbildungsverzeichnis	105
Tabellenverzeichnis	111

A. Anhang zum Systemaufbau	113
A.1. Auswirkungen der Miniaturisierung auf die Drehzahl	113
B. Anhang zur Charakterisierung	115
B.1. Schaltung: Druckmessung mit 4-20mA-Stromschleife	115
B.2. Schaltung: NTC-Temperaturmessung	116
B.3. Schaltung: Messung des Gesamtstroms	117
B.4. Berechnung des Trägheitsmoments des Rotors	118
B.5. Zeichnungen der Rotorkonfigurationen	119
C. Technische Zeichnungen	127
Wissenschaftlicher Werdegang	141

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen
AMV	Atemminutenvolumen
BLDC	Bürstenloser Gleichstrommotor Brushless DC Motor
DIN	Deutsches Institut für Normung German Institute for Standardization
FEM	Finite-Elemente-Methode Finite Element Method
ISO	Internationale Organisation für Normung International Organization for Standardization
MEMS	Mikro-Elektro-Mechanisches System Micro Electro Mechanical System
NdFeB	Neodym-Eisen-Bor Legierung (Magnetwerkstoff)
NTC	Heißleiter Negative Temperature Coefficient Thermistor
PCIe	Peripheral Component Interconnect Express
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat Lead circonate titanate
PMSM	Permanentmagnet Synchronmotor Permanent-Magnet Synchronous Motor
SLT	Scheibenläuferturbine
slpm	Standardliter pro Minute Standard Litre per Minute
SmCo ₅	Samarium-Cobalt Legierung (Magnetwerkstoff)
ZIM-KOOP	Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand für Kooperationsprojekte der AiF Projekt GmbH

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Winkellage einer Unwucht	rad
$\Delta p_{1,2}$	Druckdifferenz zwischen Zustand 1 und Zustand 2	Pa
$\Delta \vec{r}_A$	Radiale Position einer verschiebbaren Teilmasse eines Rotors	m
Δt	Zeitdifferenz	s
$\Delta T_{1,2}$	Temperaturdifferenz zwischen Zustand 1 und Zustand 2	K
$\Delta U_{\text{erw},i}$	Theoretisch erwarteter Unwuchtbeitrag i	kg m
ΔU_i	Unwuchtbeitrag einer Teilmasse i	kg m
η_{isentrop}	Isentroper Gesamtwirkungsgrad	1

Symbol	Bedeutung	Einheit
κ	Adiabatenkoeffizient	1
φ_A, φ_B	Phase des Messsignals der Kraftmessung an Messstelle A bzw. B	rad
φ_t	Winkellage der Testunwucht	rad
ρ	Dichte	kg/m ³
$\vec{\sigma}$	Mechanische (Normal-)Spannung in einem Material	N/m ²
ω	Kreisfrequenz bzw. Winkelgeschwindigkeit	rad/s
$\dot{\omega}$	Winkelbeschleunigung	rad/s ²
$\underline{a}, \underline{b}, \underline{c}, \underline{d}$	Komplexe Koeffizienten der Kalibriermatrix der Unwuchtmessung	V m/kg
\underline{a}	Beschleunigung, komplexe Notation	m/s ²
$a_{\text{komp, Anteil}}$	Verhältnis der Fläche $A_{\text{komp, Kreis}}$ zu $A_{\text{komp, max}}$	1
$a_{\text{komp, x mg mm}}$	Verhältnis der Fläche $A_{\text{komp, Kreis}}$ zu $x \text{ mg mm}$	1
A, B	Menge der möglichen Radialpositionen einer verschiebbaren Masse in Teilsystem A bzw. B	m
A_A, A_B	Spannungs-Amplitude des Messsignals der Kraftmessung an Messstelle A bzw. B	V
A_a, A_e	Querschnittfläche am Auslass bzw. Einlass	m ²
$A_{\text{komp, Kreis}}$	Kreisfläche der maximalen winkelunabhängigen kompensierbaren Unwucht	rad kg ² m ²
$A_{\text{komp, max}}$	Kreisfläche der maximalen kompensierbaren Unwucht	rad kg ² m ²
A_w	An Erzeugung von Drehmoment beteiligte Fläche einer Turbinenscheibe	m ²
c_a, c_e	Geschwindigkeit des Massestroms am Auslass bzw. Einlass	m/s
c_{loss}	Modellparameter für magnetische Verluste	W/s ²
c_p	Spezifische Wärmekapazität (isobar)	J/(kg K)
c_v	Spezifische Wärmekapazität (isochor)	J/(kg K)
c_R	Modellparameter für Lager- und Luftreibung	N m s
$c_{T,M}$	Modellparameter für den Turbinenfaktor	N m/Pa
$c_{T,p}$	Strömungskoeffizient der Turbine	Pa s/kg
d_B	Materialstärke der Blindscheibe	m
d_D	Düsenspaltbreite	m
d_g	Abstand zwischen Turbinenscheiben	m
d_s	Materialstärke der Turbinenscheiben	m
d_T	Länge des aktiven Bereichs des Turbinenläufers	m
\vec{e}, e_s	Schwerpunktexzentrizität	m
\vec{e}_A	Schwerpunktexzentrizität eines Rotorteilsystems A	m
e_{Spitze}	Abstand zur Drehachse am auslassnahen Ende des Rotors	m
e_{Welle}	Exzentrizität der Rotorwelle	m
e_{zul}	Auf Rotormasse bezogene zulässige Unwucht	m
F	Kraft	N
\vec{F}	Kraft	N
\vec{F}	Fliehkraft	N
\vec{F}_i	Fliehkraft einer Teilmasse	N
\vec{F}_u	Aus einer Unwucht resultierende, äußerlich messbare Fliehkraft	N

Symbol	Bedeutung	Einheit
F_A, F_B	Kraftwirkung an Position A bzw. B	N
$\underline{F}_A, \underline{F}_B$	Kraftwirkung an Position A bzw. B, komplexe Notation	N
g	Erdbeschleunigung: 9,807 m/s ²	m/s ²
G	Wuchtgüte G nach ISO 21940-11	mm/s
h_a, h_e	spezifische Enthalpie am Auslass bzw. Einlass	J/kg
i	Ganze Zahl	1
I	Elektrischer Strom	A
I_0	Elektrischer Strom an der Versorgungsspannungsquelle	A
I_{Motor}	Mittlerer Phasenstrom des Motors	A
j	Imaginäre Einheit mit der Eigenschaft $j^2 = -1$	1
J	Massenträgheitsmoment	kg m ²
J_i	Massenträgheitsmoment eines Teilsystems i	kg m ²
K	Räumliches Gebiet eines Körpers	-
k	Ganze Zahl	1
k_M	Drehmomentkonstante	N m/A
k_n	Drehzahlkonstante	1/(min V)
k_p	Kennliniensteilheit der Leistungs-Massestrom-Charakteristik	W s/kg
\vec{l}	Axialabstand	m
l_i	Länge einer Schraube, die als Auswuchtmasse eingesetzt wird	m
l_m	Axialer Abstand der beiden Komponenten einer Momentenunwucht	m
L	Axialer Abstand der zwei Komponenten einer dynamischen Unwucht zueinander	m
L_1, L_2	Axiale Position der Ausgleichsebene 1 bzw. 2	m
L_A, L_B	Axiale Position der Lagerstelle A bzw. B	m
m	Masse	kg
m_a	Verschiebbarer Teil der Rotormasse	kg
m_i	Teilmasse	kg
m_{fest}	Unbeweglicher Teil der Rotormasse	kg
m_g	Gesamtmasse eines Körpers	kg
m_{Rotor}	Gesamtmasse des Rotors	kg
m_S	Masse einer Madenschraube, die als Auswuchtmasse eingesetzt wird	kg
\dot{m}	Massestrom, für Luft gilt bei Standardbedingungen von 0 °C und 101 325 Pa: 1 slpm = 2,153 · 10 ⁻⁵ kg/s, slpm: <i>standard liter per minute</i>	kg/s
\dot{m}_0	Massestromkennwert der Leistungs-Massestrom-Charakteristik	kg/s
M	Drehmoment	N m
M_{Welle}	Drehmoment an der Rotorwelle	N m
M_R	Reibmoment	N m
M_T	Turbinendrehmoment	N m
M_u	Umlaufendes Drehmoment mit Winkelgeschwindigkeit ω	N m
n	Drehzahl	min ⁻¹
n	Ganze Zahl	1
n_N	Nenndrehzahl	min ⁻¹

Symbol	Bedeutung	Einheit
n_{Sensor}	Nachgiebigkeit der Messelemente der Auswuchtmaschine	m/N
n_{set}	Sollwert für Drehzahl	min^{-1}
$n_{\text{Stütze}}$	Nachgiebigkeit Stützstrukturen der Messobjekt-Befestigungsplattform der Auswuchtmaschine	m/N
N	Ganze Zahl	1
p	Absolutdruck	Pa
p_1, p_2	Druck bei Zustand 1 bzw. Zustand 2	Pa
P	Leistung	W
\vec{P}	Elektrische Polarisierung eines Materials	As/m^2
P_{const}	Konstanter Anteil der Leistungsaufnahme der Steuerelektronik	W
P_{drossel}	Fluidische Verlustleistung durch Drosseleffekte und innere Reibung	W
P_{gen}	Verlustleistung im Generator	W
P_{ges}	Gesamtleistung des Turbinen-Generator-Systems	W
P_{kin}	Leistung zur Beschleunigung des Massestroms aufgrund einer Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Ein- und Auslass	W
P_{loss}	Drehzahlabhängiger Anteil der Leistungsaufnahme der Steuerelektronik	W
P_{M2}	Gewindesteigung eines Normgewindes M2	m
P_{R}	Reibleistung	W
P_{rot}	Rotationsleistung	W
$P_{\text{Steuerung}}$	Leistungsaufnahme der Steuerelektronik	W
P_{t}	Technische Leistung einer Strömungsmaschine	W
\bar{P}	Mittlere Volumenarbeitsleistung	W
\dot{Q}	Wärmeleistung	J/s
$\underline{Q}_A, \underline{Q}_B$	Elektrische Ladung des Messelements an Messstelle A bzw. B, komplexe Notation	C
\vec{r}	Allgemeine Position	m
\vec{r}	Radiale Position auf einer Ebene	m
\vec{r}_i	Position einer Teilmasse	m
\vec{r}_s	Schwerpunktposition	m
r_{max}	Maximaler Abstand zur Drehachse	m
r_{min}	Minimaler Abstand zur Drehachse	m
r_{Rotor}	Rotorradius	m
r_s	Radialer Abstand einer Auswuchtmasse zu einer Rotationsachse	m
R_s	Spezifische Gaskonstante	$\text{J}/(\text{kg K})$
S	Axiale Position des Schwerpunkts eines Rotors	m
t	Zeit	s
t	Reelle Zahl	1
T	Temperatur	K
T_1, T_2	Temperatur bei Zustand 1 bzw. Zustand 2	K
T_a	Umgebungstemperatur	K
u	Unwuchtmasse bzw. Massendefekt	kg
U	Elektrische Spannung	V

Symbol	Bedeutung	Einheit
U_0	Elektrische Versorgungsspannung	V
U_F	Elektrisches Spannungssignal der Kraftmessung	V
U_{Hall}	Spannungssignal des im Generator integrierten Hallsensors	V
$\underline{U}_{F,A}, \underline{U}_{F,B}$	Elektrisches Spannungssignal der Kraftmessung an Messstelle A bzw. B, komplexe Notation	V
$U_{U,V,W}$	Phasenspannungen des Generators	V
\vec{U}, U	Unwuchtvektor, Betrag einer Unwucht	kg m
U_1, U_2	Gemessene Unwucht an Ausgleichsebene 1 bzw. 2	kg m
$\underline{U}_1, \underline{U}_2$	Gemessene Unwucht an Ausgleichsebene 1 bzw. 2, komplexe Notation	kg m
U_A, U_B	Unwucht eines Rotorteilsystems A bzw. B	kg m
U_{Achse}	Durch Fluchtungsfehler hervorgerufener Anteil der Unwucht	kg m
U_{Ex}	Durch Exzentrizität hervorgerufener Anteil der Unwucht	kg m
U_{ges}	Gesamtunwucht	kg m
U_i	Zur Gesamtunwucht beitragende Teilunwucht	kg m
U_I, U_{II}	Erste bzw. zweite Komponente einer dynamische Unwucht	kg m
$U_{\text{komp, Kreis}}$	Maximale winkelnabhängige kompensierbare Unwucht	kg m
$U_{\text{komp, max}}$	Maximale kompensierbare Unwucht	kg m
U_{norm}	Normierte Unwucht	1
U_s	Statische Unwucht	kg m
U_t	Testunwucht	kg m
U_x	Urunwucht	kg m
U_{zul}	Zulässige Unwucht	kg m
$U_{\text{zul, 1}}, U_{\text{zul, 2}}$	Zulässige Unwucht auf Ausgleichsebene 1 bzw. 2 bezogen	kg m
$U_{\text{zul, A}}, U_{\text{zul, B}}$	Zulässige Unwucht auf Lagerstelle A bzw. B bezogen	kg m
\underline{v}	Geschwindigkeit, komplexe Notation	m/s
V	Volumen	m ³
$V_{k,l}$	Messreihe zu Versuch k mit Winkellagen-Kennung l	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
V_1, V_2	Volumen bei Zustand 1 bzw. Zustand 2	m ³
$W_{1,2}$	Arbeit beim Übergang von Zustand 1 zu Zustand 2	J
\underline{x}	Verschiebung, komplexe Notation	m
$\underline{X}_A, \underline{X}_B$	Messsignal der Kraftmessung an Messstelle A bzw. B, komplexe Notation	m
z_a, z_e	Höhe am Auslass bzw. Einlass	m
z_I, z_{II}	Axiale Position der ersten bzw. zweiten Komponente einer dynamischen Unwucht	m
\oplus	Operator für die Bildung der Minkowski-Summe, vgl. Abschnitt 5.3	-

1 Einleitung

Mobile Energieversorgung ist durch die wachsende Verbreitung von elektrisch betriebenen tragbaren Geräten ein zunehmend bedeutsames Gebiet von Forschung und Entwicklung. Die Abhängigkeit von elektrischer Energie im Bereich der tragbaren Kommunikation, Beleuchtung und sonstiger Anwendungen treibt die Anstrengungen für innovative und tragfähige Speicher- und Wandlungskonzepte voran [1]. Meist kommen hier immer weiter optimierte chemische Batteriespeicher zum Einsatz, mit der für das Anforderungsprofil der Anwendung jeweils am besten geeigneten Primärzellenvariante, welche als elektrochemischer Energiespeicher dient. So spielen für die Auswahl des Zellenmaterials Kriterien wie Kapazität, Leistung, Selbstentladung und Energiedichte eine wichtige Rolle [2].

Vermehrt werden auch elektrostatische Energiespeicher in Form von Kondensatoren für die Versorgung von tragbaren elektrischen Geräten eingesetzt. Ein wesentlicher Vorteil ist die kurze Ladezeit. Der vergleichsweise geringe Energieinhalt gegenüber den elektrochemischen Energiespeichern führt dazu, dass sich Kondensatoren bisher nicht als vollständiger Ersatz für Batterien durchsetzen konnten. Insbesondere durch die Mikro- und Nanotechnologie motiviert, ist die Verbesserung der Leistungsdaten von Kondensatoren ein seit Jahren aktives Forschungsfeld [3–5].

Andere Ansätze befassen sich mit der Gewinnung von Energie aus mechanischen Vorgängen, welche in der Anwendungssituation regelmäßig auftreten. Diese unter dem Sammelbegriff *Energy-Harvesting* zusammengefassten Prinzipien basieren meist auf der gezielten Nutzung von Schwingungen bzw. Vibrationen und der Wandlung von Teilen der Bewegungsenergie in elektrische Energie. Die pro Schwingungsperiode gewandelten Energiemengen reichen von wenigen nJ bei Körperschall bis zu mehreren kJ bei Wasserwellen [6].

In Situationen, in denen Pressluft zur Beatmung in lebensfeindlichen Umgebungen mitgeführt wird, ist die Nutzung der in Form von Druck gespeicherten Energie im Pressluftbehälter eine weitere Art des Energy-Harvestings. Durch die Atmung strömt ein an- und abschwellender Luftstrom von einem höheren in ein niedrigeres Druckniveau. Hierbei wird thermodynamische Energie frei, welche durch eine Strömungsmaschine genutzt werden kann. In Abschnitt 2.2 wird dies näher beleuchtet.

Die Wandlung und Verwendung von ohnehin mitgeführter Energie kann dazu dienen, die Größe der ansonsten notwendigen Batterien und damit auch Masse und Kosten zu reduzieren. In einigen Fällen kann sogar komplett verzichtet werden. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden Möglichkeiten der Nutzbarmachung von Druckluftenergie in mobilen Anwendungen untersucht.

1.1 Druckluft-Energiewandlung in mobilen Anwendungen

Als mögliches Anwendungsszenario für das Energy-Harvesting aus Druckluft-Strömung dienen Pressluftatemsysteme, wie sie beispielsweise bei Feuerwehr, Tauchgängen und Spezialreinigungsarbeiten eingesetzt werden. Der am Körper getragene Pressluftbehälter enthält Druckluft bzw. spezielles Atemgasgemisch bei 200 bis 300 bar. Da der Druck für die Atmung auf Umgebungsdruck gebracht werden muss, wird der Druck in der Regel zweistufig reduziert: Direkt am Flaschenanschluss reduziert ein Druckminderer den Flaschendruck auf einen Mitteldruck im Bereich zwischen 9 und 10 bar. Die nachfolgende zweite

Stufe hat die Aufgabe, den Mitteldruck auf den jeweils herrschenden Umgebungsdruck zu reduzieren, so dass die Atmung möglich ist [7, 8]. In Abb. 1.1 ist dies schematisch dargestellt.

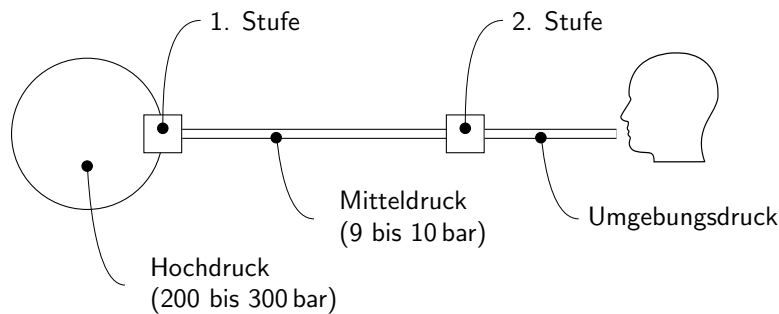


Abbildung 1.1.: Schematische Darstellung eines Pressluft-Atemsystems für den mobilen Einsatz. Der Flaschendruck wird über die erste Stufe auf einen Mitteldruck reduziert. Die zweite Stufe reduziert den Mitteldruck auf Umgebungsdruckniveau.

Es ist möglich, einen Teil der Druckdifferenz mit einer Strömungsmaschine abzudecken, um auf diese Weise thermodynamische in mechanisch-rotatorische Energie umzuwandeln, welche dann mit Hilfe eines elektrischen Generators zur Weiterverwendung in elektrischen Geräten nutzbar gemacht wird (vgl. Abb. 1.2).

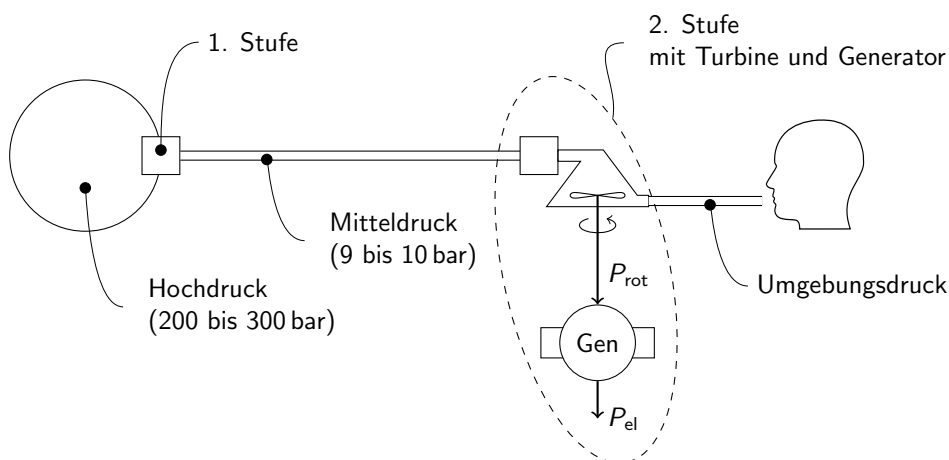


Abbildung 1.2.: Schematische Darstellung eines Pressluft-Atemsystems mit Energy-Harvesting. Ein Teil der Druckdifferenz wird im Bereich der 2. Stufe über einer Strömungsmaschine abgebaut, wodurch die Welle eines Generators angetrieben wird.

Das Turbinen-Generator-System muss für den in der Anwendung benötigten Luftstrom sowie für den Druckbereich zwischen Mittel- und Umgebungsdruck ausgelegt sein. Die elektrische Abgabeleistung P_{el} kann dann für die Versorgung elektrischer Komponenten wie Kommunikationseinheiten, Umgebungssensorik oder Lampen dienen. Die Turbine und der Generator müssen den Umgebungsbedingungen des Anwendungsszenario standhalten und sollten kompakt sein. Ein vibrations- und geräuscharmer Betrieb ist für die Ergonomie und die Standzeit wichtig.

1.2 Aufbau der Arbeit und wissenschaftliche Zielsetzung

Die Beschreibung und Untersuchung eines Energy-Harvesting-Systems für Pressluft-Atemsysteme in mobilen Anwendungen ist Gegenstand dieser Forschungsarbeit. Als Strömungsmaschine wird dabei das Prinzip der Scheibenläuferturbine (SLT) nach NIKOLA TESLA gewählt [9], da sie im Vergleich zu schaufelbasierten Turbinen einfacher aufgebaut und im bei hohen Drehzahlen potentiell vibrationsärmer ist, vgl. Abschnitt 2.1 „Stand von Forschung und Technik“. Die Auslegung des Systems wird für eine elektrische Abgabeleistung von bis zu 40 W vorgenommen. Hier wird ein Schwerpunkt auf den Entwurf und die Konstruktion eines Versuchsaufbaus gelegt, der variable Rotorkonfigurationen erlaubt. Darüber hinaus werden zum Vergleich auch 3D-gedruckte schaufelbasierte Rotorelemente hergestellt und eingesetzt. Mit dieser Variabilität einhergehend bildet die Thematik der Wuchtung des Rotors einen Schwerpunkt dieser Arbeit. Mit der experimentellen Charakterisierung des Systems wird schließlich die Performanz der aufgebauten Systeme bestimmt.

In Kapitel 2 „Grundlagen zur Druckluft-Energiewandlung“ wird zuerst der Stand von Forschung und Technik beleuchtet. Anschließend wird in Abschnitt 2.2 mit Hilfe thermodynamischer Betrachtungen abgeschätzt, wie hoch das Energieangebot im gewählten Anwendungsszenario ist. Das Kapitel schließt mit einer Einordnung der Fragestellung in den Stand der Technik.

Das Kapitel 3 „Gesamtkonzept und Modellbildung der Energiewandlungskette“ beschreibt anhand von mathematisch formulierten Modellen erst die einzelnen Teile des Systems und schließlich das Gesamtsystem. Die Einflüsse verschiedener Parameter auf die Wandlungskette werden untersucht. Aus den Betrachtungen werden Schlüsse für den weiteren Entwurf gezogen.

In den Kapiteln 4.1 und 4.2 werden die Kernkomponenten Turbine und Generator des Systems detailliert beschrieben und ausgelegt. Bei der konstruktiven Umsetzung der Turbine spielt die Variabilität des Rotors zur Untersuchung verschiedener Konfigurationen eine zentrale Rolle. Die Auswahl des Generators wird anhand der vorangehenden Betrachtungen und Randbedingungen durchgeführt. Mit Blick auf die Charakterisierung des Systems wird hier auf eine zugekaufte Lösung inklusive Treiber-Elektronik zurückgegriffen.

Der Gesamtaufbau wird in Abschnitt 4.3 „Integration des Gesamtsystems“ diskutiert. Hier werden Fragen bezüglich der Gehäusegeometrie, Dichtungen und Führung der Luftströmung behandelt. Ebenso wird beschrieben, wie sich die Einzelkomponenten ins Gesamtsystem einfügen und miteinander verbunden sind. Ein weiterer Aspekt ist die exemplarische Beschreibung des Auswuchtvorgangs eines Rotors für die nachfolgende Charakterisierung des Gesamtsystems.

Das Kapitel 5 „Wuchtung des Rotors“ widmet sich der Frage, wie erreicht werden kann, dass der Rotor im Betrieb sicher und möglichst vibrationsarm dreht. Nach einer Einführung in die Thematik wird der Rotorverbund analysiert, und es werden daraus Anforderungen an die Wuchtung abgeleitet. Für die Auslegung des Wuchtausgleichs wird eine allgemeine Methodik gezeigt, die anschließend auf die vorliegende Anwendung bezogen wird. Nachfolgend wird ein Messsystem zur Bestimmung der dynamischen Unwucht des Rotors konzipiert, aufgebaut und charakterisiert.

In Kapitel 6 „Charakterisierung“ wird das Energy-Harvesting-System hinsichtlich seiner Leistungskennwerte untersucht. Auf die Beschreibung des Messplatzes folgen Beschreibungen der drei durchgeführten Versuche. In Abschnitt 6.4 „Kennfelder des Gesamtsystems“ werden für mehrere Rotorkonfigurationen Kennfelder bzw. Kennlinien für die abgegebene elektrische Leistung und andere Messgrößen bezüglich Drehzahl und Luftmassenstrom aufgenommen. Der Generator wird sowohl im drehzahlgeregelten als

auch im ungeregelten Modus betrieben. In Abschnitt 6.3 „Durchflusscharakteristik der Turbine“ und Abschnitt 6.2 „Reibmoment des Rotors“ sind Experimente beschrieben, die zur Bestimmung von Modellparametern durchgeführt werden. Abschließend werden die Ergebnisse der Charakterisierung diskutiert und in Bezug zur Modellbildung aus Kapitel 3 gesetzt.

Ein Resümee der angestellten Betrachtungen und Experimente wird in Kapitel 7 „Fazit und Ausblick“ gegeben. Im ersten Abschnitt wird der erreichte Stand reflektiert, und die erarbeiteten Methoden werden zusammengefasst. Im zweiten Abschnitt wird ein Ausblick für Anknüpfungspunkte weiterer Arbeiten gegeben.

1.3 AiF-Projekt: Entwicklung von Scheibenläuferturbinen zum Energy-Harvesting

Im Zeitraum von 05/2011 bis 07/2013 wurde am Fachgebiet Mikrotechnik und Elektromechanische Systeme an der TU Darmstadt das Projekt „Entwicklung von Scheibenläuferturbinen zum Energy-Harvesting“ durchgeführt. Es wurde durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie über das Zentrale Innovationsprogramm Mittelstand für Kooperationsprojekte (ZIM-KOOP, Förderkennzeichen: KF2119607ST0) finanziell unterstützt und während der Ausführung administrativ von der *AiF Projekt GmbH, Berlin, Deutschland* betreut.

Mit dem mittelständischen Unternehmen *alpha Engineering Services GmbH, Frankenthal, Deutschland* als Projekt- und Kooperationspartner wurde das Projekt gemeinsam bearbeitet. Ziel des Projekts war die Entwicklung einer Technologie zum Bau und Betrieb kleinskaliger Turbinen auf Basis des Scheibenläuferprinzips. Diese sollte in der Lage sein, im technischen Umfeld anfallende Druckgefälle im Sinne eines Energy-Harvesting zu nutzen und in elektrische Energie umzusetzen. Als Anwendungsszenario wurde die Energiegewinnung an Pressluft-Atemsystemen herangezogen, vgl. Abb. 1.2.

Es wurden insgesamt zwei Funktionsmuster von Scheibenläuferturbinen aufgebaut, siehe Abb. 1.3. Die Möglichkeiten von Konstruktion und Fertigung des Turbinenrotors sowie die kompakte Integration in ein Gehäuse wurden evaluiert.

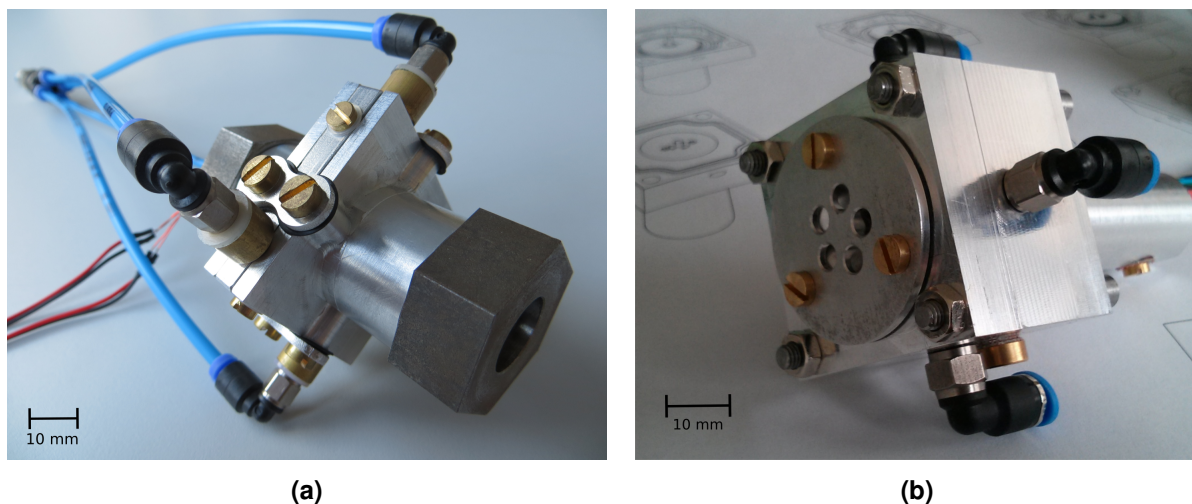


Abbildung 1.3.: Funktionsmuster für Scheibenläuferturbinen aus dem ZIM-KOOP-Projekt. (a): Aufbau zur Untersuchung der Reibleistung. (b): Vollständig montiertes SLT-Turbinen-Generator-System

In Abbildung 1.4 ist der innere Aufbau des im Rahmen des Projekts aufgebauten Turbinen-Generator-Systems dargestellt.

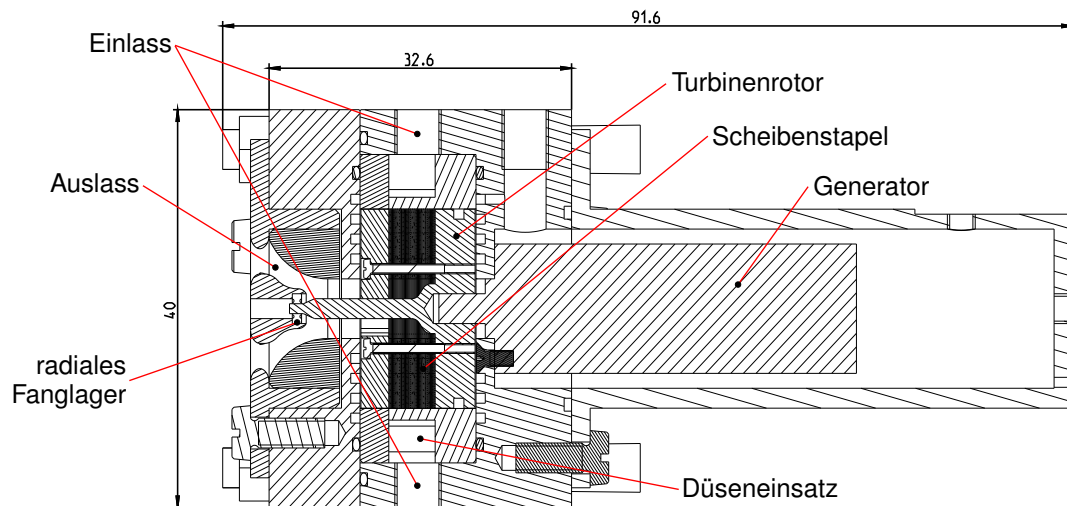


Abbildung 1.4.: Funktionsmuster des Turbinen-Generator-Systems aus dem ZIM-KOOP-Projekt. Schnittzeichnung mit Abmessungen und Kennzeichnung der Einzelkomponenten.

Auf der Welle des Generators ist die Basisscheibe des Läufers befestigt, auf welcher ein Scheibenstapel mit Abstandshaltern zwischen den einzelnen Scheiben montiert ist. Eine Deckplatte mit zentraler Bohrung für den Luftauslass wird mit zwei durchgehenden Schrauben an der Basisplatte befestigt. Der Turbinenrotor wird auslassseitig von einem radialen Fanglager gestützt. Um den Rotor herum liegt im Gehäuse eingebettet ein Düseneinsatz, welcher mit den vier Einlassbohrungen verbunden ist. Dedizierte Vorkehrungen zur Wuchtung des Rotors wurden nicht getroffen.

Im Rahmen der Charakterisierung des Funktionsmusters wurde eine maximale Abgabeleistung von 12 W bei einem Eingangsdruck von 10 bar und einer Drehzahl von $55\,100\,\text{min}^{-1}$ gemessen. Hier war der Läufer zu einer SLT mit einem einzelnen Spalt von $300\,\mu\text{m}$ konfiguriert. Es wurde somit gezeigt, dass das Turbinen-Generator-System die Gewinnung elektrischer Leistung aus einem Druckluftstrom ermöglicht. Ein weiteres zentrales Fazit aus der Projektarbeit ist, dass Fertigungs- und Montageteranzen dazu führen, dass die Thematik der Wuchtung genauer betrachtet werden sollte und entsprechende Maßnahmen bei der Konstruktion von Beginn an eingeplant werden müssen.



2 Grundlagen zur Druckluft-Energiewandlung

Der folgende Abschnitt 2.1 „Stand von Forschung und Technik“ soll einen Überblick über den Stand von Forschung und Technik in Bezug zur Fragestellung dieser Arbeit geben. In Abschnitt 2.2 „Thermodynamische Grundlagen zu Druckluft-Turbinen“ werden die thermodynamischen Rahmenbedingungen des Anwendungsszenarios beleuchtet. Die im weiteren Verlauf gemachten Annahmen und Vereinfachungen werden eingeführt und begründet.

2.1 Stand von Forschung und Technik

Die folgende Recherche stellt einen Auszug aus der Literaturlandschaft dar und ist in die beiden Bereiche „Scheibenläuferturbinen und andere Strömungsmaschinen“ sowie „Kompakte Generatoren für hohe Drehzahlen“ gegliedert, wobei zum ersten Bereich auch Gesamtsysteme gezählt werden, bei denen ein elektrischer Generator fest in die Turbinenanwendung integriert ist.

2.1.1 Grundlagen der Strömungsmaschinen

Die Wandlung der Energie eines strömenden Fluides in mechanisch-rotatorische Energie wird durch eine Strömungsmaschine vollzogen. Der Massestrom des Arbeitsfluids \dot{m} , der mit einem Eingangsdruck p in die Strömungsmaschine einströmt, erzeugt am Rotor ein Drehmoment M , welches wiederum eine Winkelgeschwindigkeit ω hervorruft. Strömungsmaschinen, die dem Arbeitsfluid Energie entziehen und in rotatorische Energie umwandeln, werden *Turbinen* (von lat. *turbare*: „drehen“) genannt.

Turbinen existieren in sehr verschiedenen Bauarten und -größen. Eine Möglichkeit zur Klassifizierung verschiedener Turbinentypen ist die Unterscheidung zwischen *axialer*, *halbaxialer* und *radialer* Laufradform [10]. Die verschiedenen Bauweisen sind in Abb. 2.1 skizziert. Bei axialen Turbinen strömt das Arbeitsfluid im aktiven Bereich primär parallel zur Drehachse des Rotors. Dabei treibt es den Rotor an, indem es mithilfe von speziell geformten Schaufeln umgelenkt wird, wodurch ein Drehmoment an der Turbinenwelle entsteht. Bekannte Beispiele hierfür sind die *Pelton-Turbine*, welche vor allem in Wasserkraftwerken eingesetzt wird und die *Auftriebsläufer-Bauform* mit horizontaler Achse, welche sich fast vollständig im Bereich der Windkraftanlagen durchgesetzt hat. Ebenso werden Strahltriebwerke für die Luftfahrt und Dampfturbinen in axialer Bauweise gebaut.

Bei radialen Turbinen fließt das Antriebsfluid im aktiven Bereich primär senkrecht zur Drehachse der Turbinenwelle. Teilweise wird zusätzlich eine Untergruppe der halbaxialen Turbinen genannt, bei der das Fluid im Bereich der Einströmung möglichst parallel zum Umfang eingeleitet wird, um den für das Drehmoment relevanten Anteil des Bewegungsimpulses zu erhöhen. Als Beispiele seien an dieser Stelle die *Francis*- und die *Pelton-Turbine* genannt, welche beide meist in Wasserkraftwerken eingesetzt werden.

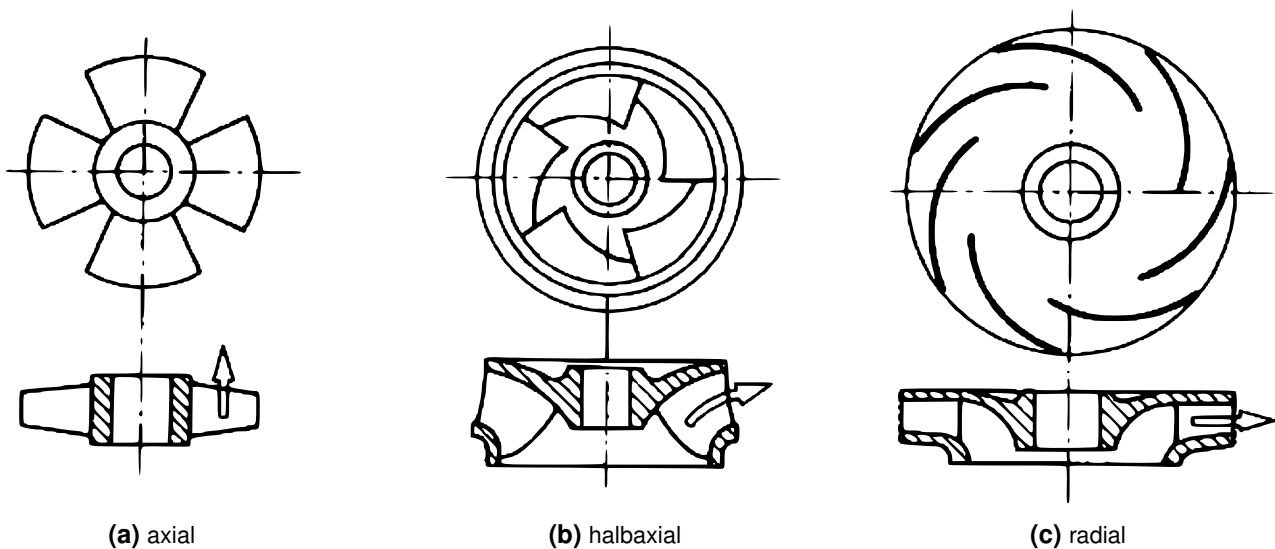


Abbildung 2.1.: Axiale, halbaxiale und radiale Laufradformen nach [10].

Scheibenläuferturbinen

Das Scheibenläufer-Prinzip nach NIKOLA TESLA ist eine spezielle Form der radialen bzw. tangentialen Strömungsmaschinen. Anstelle der Richtungsänderung des strömenden Fluids wird hier der Effekt der Grenzflächenreibung zwischen Fluid und Festkörper aufgrund der Viskosität des Mediums und hieraus entstehende Wandschubspannung für die Drehmomenterzeugung am Rotor genutzt. Abbildung 2.2 zeigt den Aufbau der Scheibenläuferturbine (SLT) aus der Patentschrift [9]. Neben dem Betrieb als Turbine

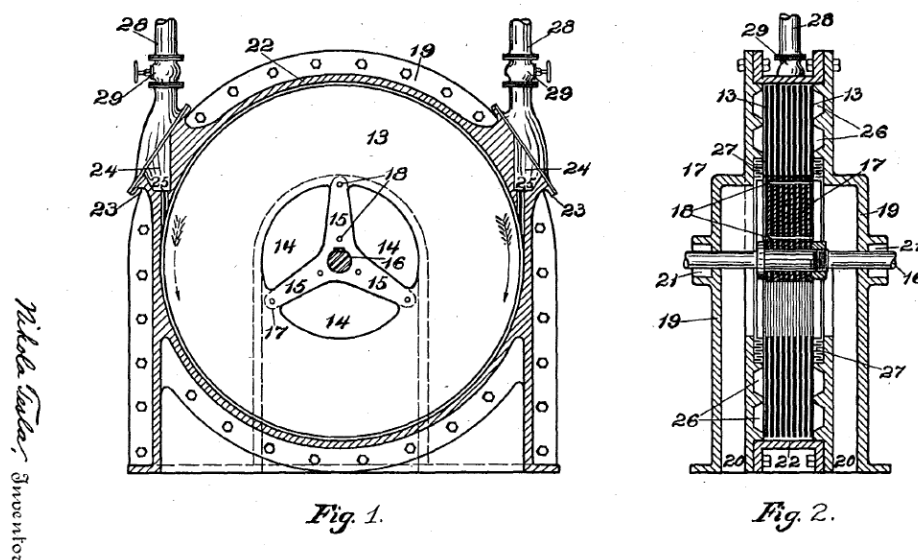


Abbildung 2.2.: Originalzeichnungen aus der Patentschrift *Turbine* (1913) von NIKOLA TESLA [9].

erwähnt Tesla auch die Wirkungsumkehr als Pumpe, geht jedoch nicht näher darauf ein. Tesla hebt zudem Vorteile durch geringen Herstellungsaufwand, zuverlässigen und wartungsarmen Betrieb sowie die vielseitige Ausgestaltbarkeit des Prinzips hervor.

Abbildung 2.3 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Scheibenläuferturbine nach Tesla. Der Läufer ist aus N Scheiben mit der Dicke d_s zusammengesetzt. Sie befinden sich in planparalleler Anordnung mit dem

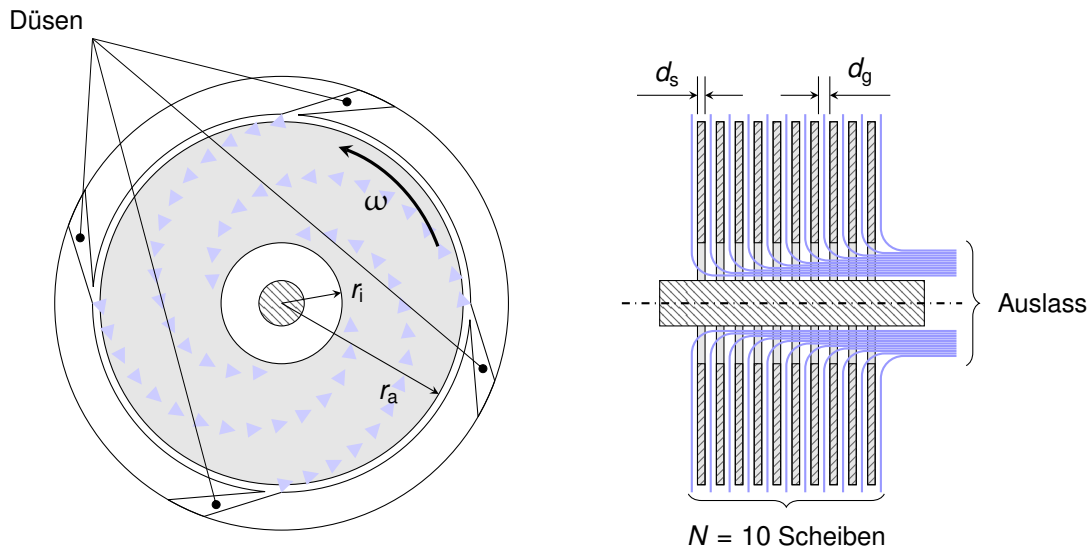


Abbildung 2.3.: Schematische Darstellung einer Scheibenläuferturbine mit $N = 10$ Scheiben und einseitiger Auslassführung. Der Pfeil deutet die Drehrichtung des Rotors mit der Winkelgeschwindigkeit ω an. Links: Draufsicht; rechts: Seitenansicht.

Abstand d_g auf einer gemeinsamen Welle. Es entstehen $N + 1$ Zwischenräume, wovon zwei jeweils zwischen der Gehäusewand und einer der beiden äußeren Scheiben liegen. Um den Läufer herum sind vier Düsens im 90° -Abstand angeordnet, durch die das Arbeitsmedium (z.B. Luft oder Wasser) mit hoher Geschwindigkeit in die Scheibenzwischenräume geleitet wird. Die Einleitung erfolgt annähernd tangential zum Umfang der Scheiben, so dass der Rotor entsprechend der eingezeichneten Drehrichtung in Rotation versetzt wird. Das Medium bewegt sich in den Zwischenräumen auf spiralartigen Bahnen in Richtung Zentrum. Durch eine zentrumsnahe Öffnung der Scheiben kann das Medium ein- oder beidseitig in axialer Richtung zum Auslass geführt werden (vgl. Abb. 2.3 rechts).

Als eine der ersten wissenschaftlichen Auseinandersetzungen mit der Scheibenläuferturbine kann die experimentelle Untersuchung des Prinzips mit Wasserdampf als Betriebsmedium durch ARMSTRONG im Jahr 1952 angesehen werden [11]. Er stellte fest, dass der Hauptteil der Expansion des Dampfs in den Düsens auftritt und die SLT daher hauptsächlich als Impulsturbine zu betrachten sei. Bei Impulsturbinen beschleunigt das Medium im Vergleich zu Expansionsturbinen innerhalb der Turbine nicht weiter. Dementsprechend wird bei Impulsturbinen vor allem die kinetische Energie des Mediums auf die Welle übertragen, während Expansionsturbinen zusätzlich auch die im Medium enthaltene Druckenergie nutzen. Die günstigen mechanischen Eigenschaften führten zur Empfehlung, das Prinzip als Antrieb für hochdrehende Maschinen zu verwenden.

In den folgenden Jahrzehnten gibt es bis in die 1980er Jahre einige theoretische Betrachtungen und Patentanmeldungen, die sich mit Teilaspekten der SLT befassen oder Ideen für abgewandelte Bauformen aufzeigen [12–15]. Das Verhalten und die Wirkung der Strömung im Spalt zwischen den Scheiben wurde sowohl analytisch als auch mit den aufkommenden rechnergestützten Rechenverfahren vermehrt numerisch formuliert und betrachtet [16–25]. Dabei erstreckten sich die Arbeiten auf die Optimierung einer Vielzahl von Parametern für Konstruktion und Betrieb der SLT. Nachfolgend ist ein Auszug aus den untersuchten Einflussgrößen auf Basis von [26] gegeben:

- Scheibenanzahl
- Innen- und Außendurchmesser sowie Scheibendicke

- Spaltbreite zwischen den Scheiben
- Anzahl und Form der Düsen
- Inkompressible und kompressible Medien
- Drehzahl
- Anordnung und Konstruktion der Auslassgeometrie

In einer Übersichtsarbeit fasst WARREN RICE im Jahr 1991 die bisherigen wissenschaftlichen Untersuchungen zur SLT nach Tesla zusammen [27]. Der in bisher durchgeführten Arbeiten erreichte bzw. errechnete Wirkungsgrad liege im Bereich zwischen 40 und 60 % und werde die 65 % nicht überschreiten. In Bereichen, in denen konventionelle Turbinen mit akzeptabler Leistung eingesetzt werden, könne die Scheibenläuferturbine nicht konkurrieren. Jedoch seien Anwendungen mit geringer Wellenleistung ≤ 100 W, abrasiven Medien (z.B. bei der Geothermie), hochviskosen Medien oder nicht-Newtonschen Flüssigkeiten denkbar, da konventionelle Turbinen hier weniger geeignet seien. Zudem sei die Scheibenläuferturbine während des Betriebs wesentlich ruhiger. Diese Aussagen werden auch in der Zusammenfassung zum Stand der Forschung durch GUPTA et al. im Jahr 2013 bestätigt [26].

Eine Untersuchung von Skalierungseffekten für Gasturbinen im Vergleich mit Scheibenläuferturbinen [28] durch DEAM et al. bestätigt die Aussagen von RICE, dass Scheibenläuferturbinen gerade im niedrigen Leistungsbereich und mit Läuferdurchmessern im Bereich 10 mm Vorteile gegenüber schaufelbasierten Turbinen haben können. Überdies wird ein maximal erreichbarer Wirkungsgrad von ca. 40 % für Scheibenläuferturbinen mit inkompressiblen Medien hergeleitet. Eine allgemeine Aussage zum Wirkungsgrad im Betrieb mit kompressiblen Medien wird nicht gemacht. Jedoch werden experimentelle Ergebnisse mit 37,3 % bis 44,2 % unter Verwendung eines Läufers mit 50 mm Durchmesser gezeigt. Der maximale Wirkungsgrad wurde hier bei Drehzahlen zwischen $25\,000\text{ min}^{-1}$ und $70\,000\text{ min}^{-1}$ erreicht.

Weitere Turbinenarten

Die Energiegewinnung aus Gasströmungen mit kompakten Strömungsmaschinen in axialer Bauweise wird durch PEIRS et al. experimentell untersucht [29–31]: Die Mikroturbine mit einem Rotordurchmesser von 10 mm erzeugt bei bis zu $150\,000\text{ min}^{-1}$ eine elektrische Leistung von ca. 16 W (siehe Abb. 2.4 bis 2.6).

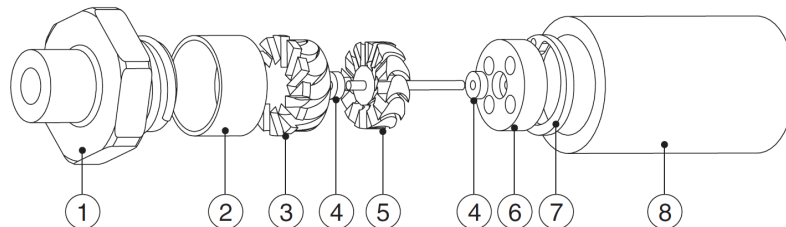


Abbildung 2.4.: Explosionsansicht der Mikroturbine von PEIRS et al. [29]: (1) pneumatischer Anschluss, (2) Abstandsring, (3) Düsenscheibe, (4) Kugellager, (5) Turbinenrotor ($\varnothing 10$ mm), (6) Auslassscheibe, (7) Sprengling, (8) Gehäuse ($\varnothing 15\text{ mm} \times 25\text{ mm}$).

Der Gesamtwirkungsgrad wird mit 10,5 % angegeben. Im Zuge der Untersuchungen werden die Verlustmechanismen ausführlich betrachtet. Das Profil des Turbinenrotors und die Verluste am Auslass nehmen hier den größten Platz ein.

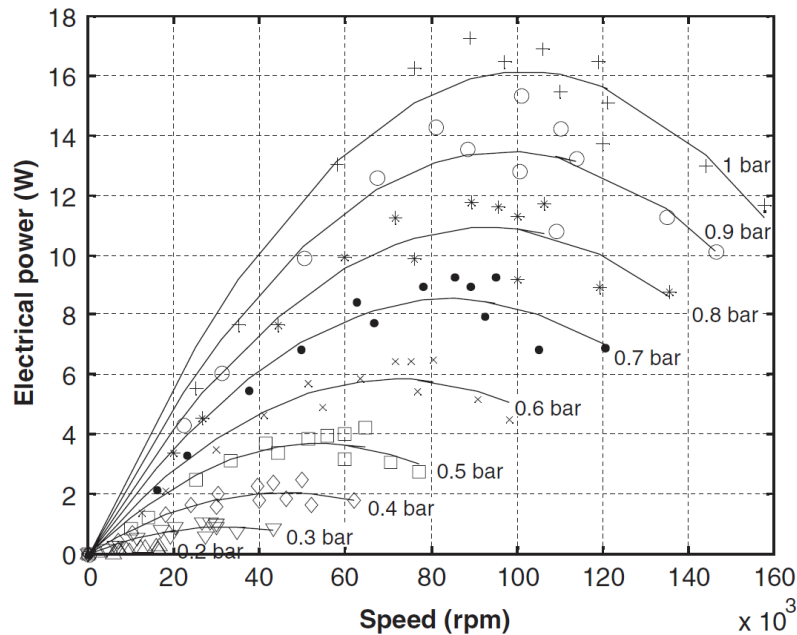


Abbildung 2.5.: Messergebnisse der elektrischen Gesamtleistung der Mikroturbine von PEIRS et al. und Aufstellung der Verlustleistungsanteile [29].

Auch Lagerung und Auswuchtung des Rotors seien von großer Bedeutung für die Effizienz. Als optimal prognostizierte Arbeitspunkte ließen sich aufgrund der Wuchtsituation und der daraus resultierenden Limitierung der Drehzahl nicht erreichen.

In [32–34] zeigen KRÄHENBÜHL et al. aufbauend auf den Arbeiten von ZWYSSIG et al. ein kompaktes Turbinen-Generator-System auf Basis einer schaufelbasierten Radialturbine mit einem Rodordurchmesser von 10,5 mm, siehe auch Abb. 2.7.

In mehreren Entwurfsiterationen wird ein Wirkungsgrad von 52 % (43 % unter Berücksichtigung des Generatorwirkungsgrades) bei einer Drehzahl von $495\,000\text{ min}^{-1}$ bei einer elektrischen Leistungsabgabe von ca. 170 W erreicht. Unter Hinweis auf die Notwendigkeit fortgeschrittener Auswuchttechnik wird angemerkt, dass die Verwendung von Kugellagern einem Einsatz im industriellen Umfeld im Wege steht. Zur Erreichung der hierfür notwendigen Standzeiten seien Luft- oder Magnetlager unabdingbar.

Die kommerzielle Anwendung von druckluftbetriebenen Turbinen ist aktuell noch nicht weit verbreitet. Mit der PNEUMO POWER-Serie bietet die italienische Firma Metal Work S.p.A. ein Komplettsystem an, welches bei einem Nenndruck von 6,3 bar je nach Ausführung eine elektrische Leistung von 3 W, 7,5 W und 12 W bei einer geregelten Ausgangsspannung von 24 V bereitstellt [35], siehe Abb. 2.8.

2.1.2 Kompakte Generatoren für hohe Drehzahlen

Die Fragestellung der Wandlung der Rotationsleistung in elektrische Leistung im Zusammenspiel mit kompakt gebauten Strömungsmaschinen mittels eines Generators wird in einigen Arbeiten auch separat betrachtet. In [37–39] kommen WANG und RAHMAN et al. zu dem Schluss, dass sich permanenterregte Synchronmaschinen (PMSM) bzw. bürstenlose Gleichstrommotoren (*engl.: brushless direct current motors / BLDC*) für kleine Turbinenanwendungen im Drehzahlbereich von $30\,000\text{ min}^{-1}$ bis $100\,000\text{ min}^{-1}$ und Leistungen im zwei- bis dreistelligen Watt-Bereich am besten eigneten. Die Kombination aus dem rotorseitig relativ einfachen Aufbau und hoher Leistungsdichte böten die entscheidenden Vorteile. Durch

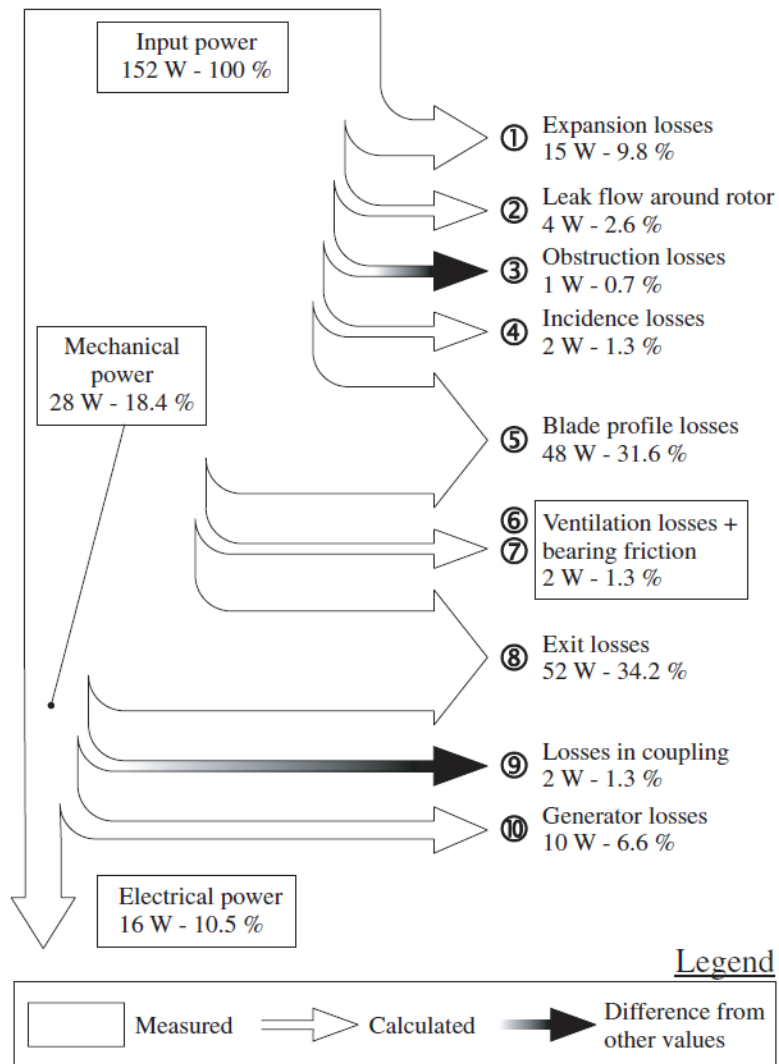


Abbildung 2.6.: Sankey-Diagramm der Verluste bei 1 bar und $100\,000\text{ min}^{-1}$ der elektrischen Gesamtleistung der Mikroturbine von PEIRS et al. [29].

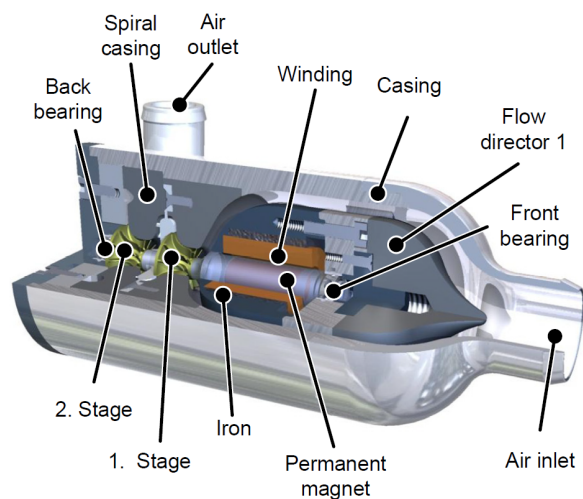


Abbildung 2.7.: Schnittzeichnung durch die zweistufige Radialturbine von KRÄHENBÜHL et al. [33]. Im Zentrum liegt der integrierte BLDC-Antrieb, der als Generator verwendet wird. Das Gehäuse ist 80 mm lang und hat einen Durchmesser von 35 mm.



Abbildung 2.8.: PNEUMO-POWER von Metal Work S.p.A. mit einer Nennleistung von bis zu 12 W bei 24 V [36]. Das Gerät hat eine Grundfläche von 100 mm × 50 mm bei einer Höhe von 58 mm.

die hohen Drehzahlen bedingt sind für den Rotor die Themen der Materialstärke und -steifigkeit sowie für den Stator die magnetischen Verluste aufgrund der sich schnell ändernden Magnetfelder für die Dimensionierung zu beachten. Zudem wird eine Empfehlung gegeben, für die Lagerung des Rotors Luft- oder Magnetlager einzusetzen, vgl. Abb. 2.9.

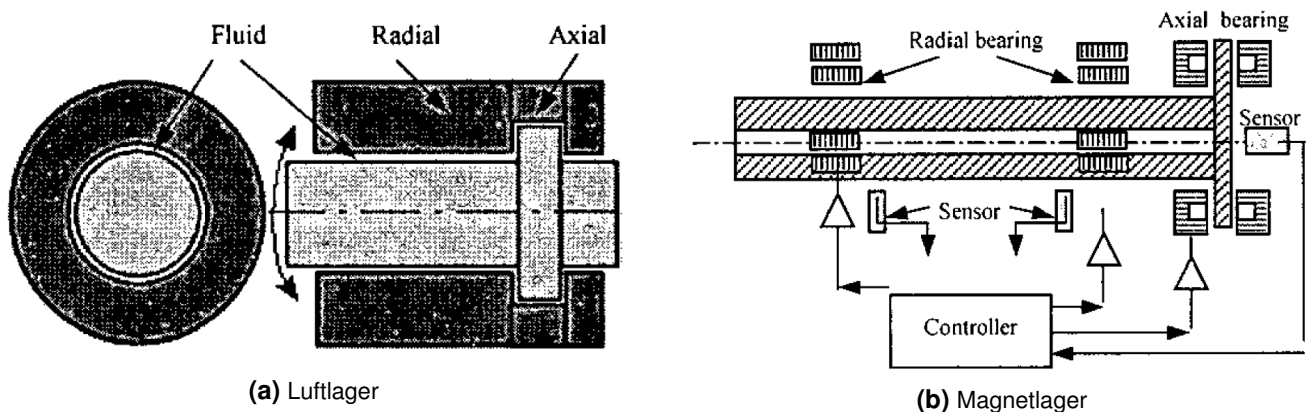


Abbildung 2.9.: Schematische Darstellung aus [38] für Luftlager (a) und Magnetlager (b).

In [40–42] beschreiben ZWYSSIG et al. die Entwicklung eines tragbaren PMSM-Motors/-Generators mit Drehzahlen bis $500\,000\text{ min}^{-1}$ (in [43] sogar bis $1\,000\,000\text{ min}^{-1}$). Durch intensive Analyse der Verlustmechanismen in Lagerung und Magnetkreis sowie Optimierung der elektrischen Ansteuerung wird bei einem Generatorwirkungsgrad von 95 % eine Abgabeleistung von 100 W erreicht. Neben den effizienzbestimmenden Optimierungen wird zudem der mechanische Aufbau des Rotors untersucht und für die sehr hohen Drehzahlen entworfen. Die oben genannten Arbeiten von KRÄHENBÜHL et al. bauen hierauf auf.

In [44] zeigen RAISIGEL et al. einen Mikrogenerator auf Basis einer axial magnetisierten Scheibe aus SmCo_5 bzw. NdFeB mit 8 mm Durchmesser über einer Flachspule. In einem Demonstrator wird die magnetisierte Rotorscheibe auf einen Zahnarztbohrer gespannt, Abb. 2.11. Es wird gezeigt, dass mit diesem Aufbau bei $380\,000\text{ min}^{-1}$ bis zu 5 W elektrische Leistung bei einem Wirkungsgrad von 66 % gewonnen werden kann.



Abbildung 2.10.: High-speed-Generatoren von ZWYSSIG et al., veröffentlicht in [42] und [43].

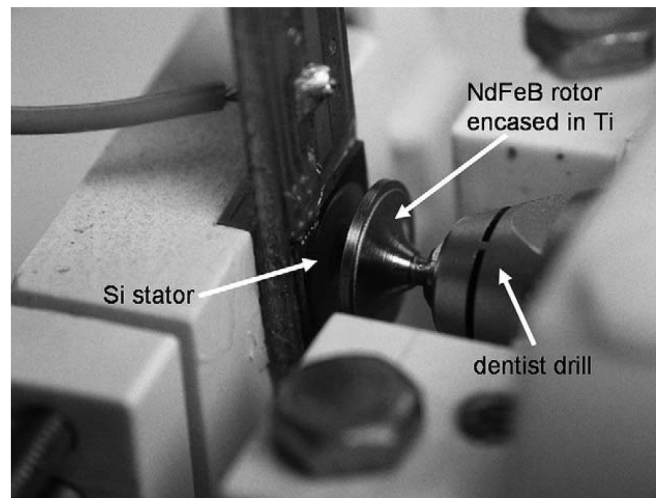


Abbildung 2.11.: Mikroturbine nach RAISIGEL et al. mit PCB-Flachspule und NdFeB-Rotor mit 8 mm Durchmesser an einem Zahnarztbohrer zur Drehzahlerzeugung bis 380 000 min⁻¹ [44].

2.2 Thermodynamische Grundlagen zu Druckluft-Turbinen

Zur Einordnung der thermodynamischen Vorgänge und Berechnungen wird im Folgenden eine kurze Einführung gegeben. Die gezeigten Zusammenhänge werden an dieser Stelle auf das Nötigste beschränkt. Für detaillierte Herleitungen und zur weiterführenden Lektüre sei für den Themenkomplex der Thermodynamik sowie für die Strömungslehre auf [45–48] verwiesen.

Das zugrundeliegende Prinzip der im Rahmen dieser Arbeit angewandten Strömungsmaschinen basiert auf der Nutzung von in Form von Druckluft gespeicherter Energie. In den folgenden Betrachtungen wird trockene Druckluft als ideales Gas angenommen.

Für stationäre Fließprozesse gilt folgende Bilanzgleichung für den Massestrom \dot{m} :

$$\dot{Q} + P_t = \dot{m} \cdot \left[\underbrace{(h_a - h_e)}_{\text{spez. Enthalpie}} + \underbrace{\frac{1}{2}(c_a^2 - c_e^2)}_{\text{spez. kin. Leistung}} + \underbrace{g(z_a - z_e)}_{\text{spez. pot. Leistung}} \right]. \quad (2.1)$$

Die Indizes „e“ und „a“ bezeichnen Größen am Eintritts- bzw. Austrittsquerschnitt. Die Summe von Wärmeleistung \dot{Q} und technischer Arbeit P_t entspricht der mit dem Massestrom gewichteten Differenz der spezifischen Enthalpien und mechanischen Leistungen [10, 49].

Der Anteil der spezifischen potentiellen Leistung wird im Weiteren vernachlässigt, da die spezifische Enthalpieänderung gegenüber den anderen Anteilen im betrachteten Fall dominant ist. Die Enthalpieänderung wird anhand der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase hergeleitet. Anschließend wird der Anteil der spezifischen kinetischen Leistung abgeschätzt.

Ein abgeschlossenes Volumen V der Masse m eines idealen Gases bei der Temperatur T und dem Druck p ist durch die thermische Zustandsgleichung

$$p \cdot V = m \cdot R_s \cdot T \quad (2.2)$$

vollständig definiert. Die spezifische Gaskonstante R_s ist eine Eigenschaft des betrachteten Gases und beträgt für Luft 287,058 J/(kg K).

Aus der thermischen Zustandsgleichung und der physikalischen Definition mechanischer Arbeit folgt, dass sich die geleistete Volumenarbeit bei Änderung des Volumens vom Zustand 1 in den Zustand 2 im isothermen Fall mit $F = p \cdot A$ und $ds = \frac{dV}{A}$ wie folgt bestimmen lässt (isothermer Fall mit $T_1 = T_2 = T_a$; ideale Kopplung mit dem Wärmebad der Umgebung):

$$W_{1,2} = - \int_s F(s) \cdot ds \quad (2.3)$$

$$W_{1,2} = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV \quad (2.4)$$

Wird Gleichung 2.2 nach p umgestellt und in Gleichung 2.4 eingesetzt, so ergibt sich als Lösung des Integrals folgender Ausdruck für die *isotherme* Volumenarbeit

$$W_{1,2} = m \cdot R_s \cdot T_a \cdot \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \quad \text{bzw.} \quad W_{1,2} = m \cdot R_s \cdot T_a \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (\text{isotherm}). \quad (2.5)$$

Unter der Annahme, dass zwischen dem Gasvolumen und der Umgebung kein Wärmeaustausch stattfindet, handelt es sich um eine *adiabate* Zustandsänderung mit $p \cdot V^\kappa = \text{const.}$ (Poisson'sches Gesetz). Dieser Fall wird im Folgenden für das betrachtete Szenario angenommen. Die *adiabate* Volumenarbeit von Zustand 1 zu Zustand 2 lässt sich in diesem Fall als

$$W_{1,2} = m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (\text{adiabat}) \quad (2.6)$$

notieren [45]. Der Adiabatenkoeffizient $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ ist stoffspezifisch und beträgt bei trockener Luft 1,4 (mit c_p : isobare spezifische Wärmekapazität und c_v : isochore spezifische Wärmekapazität). Für die Temperatur des Gases im Zustand 2 gilt

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (2.7)$$

Es gilt:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{mit } p \cdot V = \text{const.} \quad (\text{isotherm}) \quad (2.8a)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\kappa \quad \text{mit } p \cdot V^\kappa = \text{const.} \quad (\text{adiabat}) \quad (2.8b)$$

Eine druckluftbetriebene Turbine ohne Ablauf einer Verbrennung oder anderen chemischen Reaktionen und ohne Phasenübergänge der beteiligten Stoffströme wird allgemein als *stationärer Fließprozess im offenen System* klassifiziert, siehe auch Abbildung 2.12.

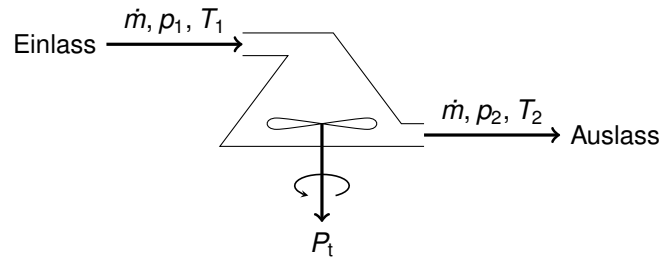


Abbildung 2.12.: Stationärer Fließprozess in einer Turbine. Der Stoffstrom \dot{m} durchströmt die Turbine und es wird eine technische Leistung P_t abgeführt. Der Druck p_1 bzw. p_2 und die Temperatur T_1 bzw. T_2 können an Ein- und Auslass verschieden sein. Zeichnung angelehnt an [49].

Die Volumenarbeit im abgeschlossenen System mit der Masse m lässt sich im offenen System als Leistung bei Durchströmung mit dem Massestrom \dot{m} formulieren. Aus den Gleichungen 2.5 und 2.6 folgt dann

$$P_{\text{isotherm}}(\dot{m}, T_a, p_1, p_2) = \dot{m} \cdot R_s \cdot T_a \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (2.9a)$$

$$P_{\text{adiabat}}(\dot{m}, T_1, p_1, p_2) = \dot{m} \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (2.9b)$$

Diese Darstellung macht deutlich, dass P_{adiabat} (Gleichung 2.9b) für $\kappa \rightarrow 1$ unter Anwendung des Grenzwerts

$$\lim_{\kappa \rightarrow 1} \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left(x^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = \ln(x) \quad (2.10)$$

in den isothermen Fall P_{isotherm} (Gleichung 2.9a) übergeht.

Die spezifische kinetische Leistung P_{kin} aus Gleichung 2.1 berücksichtigt die Leistung, die für die Änderung der Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsfluids benötigt wird. Unter der Randbedingung, dass der Massestrom an Ein- und Auslass identisch ist, lassen sich die Strömungsgeschwindigkeiten c_e und c_a bei bekannten Querschnittsflächen A_e und A_a angeben:

$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{m} \cdot R_s \cdot T}{A \cdot p} \quad (2.11)$$

$$\text{mit } \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{Luft}}} \quad \text{und} \quad \rho_{\text{Luft}} = \frac{p}{R_s \cdot T} \quad (2.12)$$

Der Anteil P_{kin} ergibt sich somit zu

$$P_{\text{kin}} = \frac{\dot{m}}{2} \cdot (c_e^2 - c_a^2) \quad (2.13)$$

$$= \frac{\dot{m}}{2} \cdot \left(\left(\frac{\dot{m} \cdot R_s \cdot T_1}{A_e \cdot p_1} \right)^2 - \left(\frac{\dot{m} \cdot R_s \cdot T_2}{A_a \cdot p_2} \right)^2 \right). \quad (2.14)$$

Leistungspotential strömender Druckluft in realen Anwendungen

Möchte man nun abschätzen, welches Leistungspotenzial strömende Druckluft hat, muss die Anwendungssituation definiert werden. Der in Kapitel 1.2 beschriebene Rahmen umfasst die Anwendung in Pressluft-Atemsystemen (siehe auch Kapitel 1.1).

Der Bedarf an Atemluft (Atemminutenvolumen, AMV) eines gesunden erwachsenen Menschen beträgt in Ruhe $AMV_{\text{Ruhe}} = 10 \ell/\text{min}$. Bei starken körperlichen Aktivitäten kann es bis auf $AMV_{\text{Aktiv}} = 80 \ell/\text{min}$ und bei extremer Belastung bis auf $AMV_{\text{Max}} = 120 \ell/\text{min}$ ansteigen [50]. Im Weiteren wird angenommen, dass die Wandlung zwischen Mitteldruck ($p_1 = 8 \text{ bar}$) und Umgebungsdruck ($p_2 = 1,013 \text{ bar}$) stattfindet und die strömende Druckluft bei Mitteldruck eine Umgebungstemperatur $T_1 = T_a$ von 300 K hat. Der Querschnitt am Ein- bzw. lass sei $A_e = 7,06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ bzw. $A_a = 19,63 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$.

Für die genannten Belastungsfälle kann mit den zuvor gemachten Angaben berechnet werden, welche mittlere Volumenarbeitsleistung jeweils im isothermen und adiabaten Fall umgesetzt wird, siehe Tabelle 2.1.

Tabelle 2.1.: Berechnete mittlere Volumenarbeitsleistung \bar{P} und Temperaturdifferenz $\Delta T_{1,2}$ bei isothermer und adiabater Dekompression von strömender Druckluft ($T_1 : 300 \text{ K}$, $p_1 : 8 \text{ bar}$, $p_2 : 1,013 \text{ bar}$).

	$AMV_{\text{Ruhe}} : 10 \ell/\text{min}$	$AMV_{\text{Aktiv}} : 80 \ell/\text{min}$	$AMV_{\text{Max}} : 120 \ell/\text{min}$	$\Delta T_{1,2}$
isotherm	−35,1 W	−277,9 W	−410,8 W	0 K
adiabat	−18,9 W	−150,9 W	−225,2 W	−133,8 K

Der Anteil P_{kin} liegt dabei zwischen wenigen mW bei AMV_{Ruhe} und ca. 10,7 W im isothermen Fall bei AMV_{Max} .

Im Folgenden wird für den Massestrom die Einheit *standard liter per minute* „slpm“ verwendet. Hierdurch wird der Durchfluss eines Liters des betrachteten Gases unter den Standardbedingungen von 0 °C und 101 325 Pa Absolutdruck beschrieben. Für Luft gilt

$$1 \text{ slpm} \equiv \frac{0,001 \text{ m}^3 \cdot 1,292 \text{ kg/m}^3}{60 \text{ s}} = 2,153 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (2.15)$$

$$\text{bzw. } 1 \frac{\text{g}}{\text{s}} \equiv 46,4 \text{ slpm.} \quad (2.16)$$

Das Atemminutenvolumen AMV_{Aktiv} von 80 ℓ/min bei 300 K entspricht demnach

$$AMV_{\text{Aktiv}} = \dot{V} \cdot \rho_{\text{Luft, 300 K}} = 0,08 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \cdot 1,176 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,568 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 72,75 \text{ slpm.} \quad (2.17)$$

Im angenommenen adiabaten Fall kann der strömenden Druckluft demnach bei $AMV_{\text{Max}} = 120 \text{ ℓ/min}$ theoretisch bis zu etwa 225 W an Arbeitsleistung entnommen werden. Im Zuge der Charakterisierung wird die tatsächlich gemessene elektrische Gesamtleistung ins Verhältnis zur theoretisch verfügbaren Leistung gesetzt um den isentropen Gesamtwirkungsgrad des Systems zu errechnen.

3 Gesamtkonzept und Modellbildung der Energiewandlungskette

3.1 Gesamtkonzept

Die in Kapitel 1 motivierte Problemstellung der Nutzbarmachung von Energie aus der Strömung von Atemgas in Pressluft-Atemsystemen wird als Verkettung mehrerer einzelner Elemente betrachtet. Zusammengekommen ergibt sich eine *Energiewandlungskette*, an deren Beginn ein Druckluftspeicher und an deren Ende ein Speicher für elektrische Energie steht.

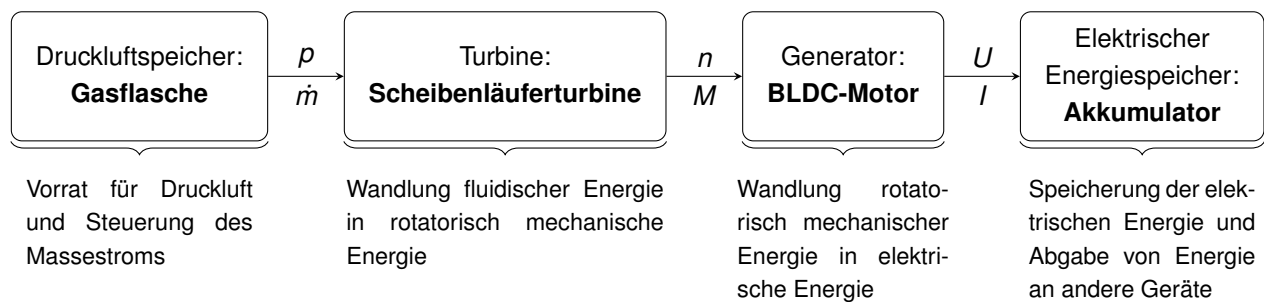


Abbildung 3.1.: Darstellung des Gesamtkonzepts der Energiewandlungskette: Die Fragestellung lässt sich in die vier Hauptbestandteile *Druckluftspeicher*, *Turbine*, *Generator* und *elektrischer Energiespeicher* zerlegen.

Das Gesamtkonzept der Energiewandlungskette wird in vier Hauptbestandteile aufgeteilt: *Druckluftspeicher*, *Turbine*, *Generator* und *elektrischer Energiespeicher*, vgl. Abb. 3.1. Im *Druckluftspeicher* wird das unter Druck stehende Atemgas bzw. die Druckluft aufbewahrt. In realen Anwendungen ist dies der Atemgastank; im Rahmen der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist es eine wesentlich größere stationäre Gasflasche mit 50 Liter Inhalt bei 200 bar. Die Druckminderung auf den Mitteldruck von 20 bar als Eingangsdruck für einen Massestromregler und die Regelung des Massestroms \dot{m} werden im Problemkreis des Druckluftspeichers betrachtet. Der gewählte Massestrom an Druckluft fließt nun mit einem sich aufgrund der individuellen Strömungscharakteristik einstellenden Druck in die *Turbine*.

Die Turbine wird als kompakte und variable Plattform für verschiedene Konfigurationen von Scheibenläuferturbinen ausgelegt. Wegen der veränderlichen Rotoraufbauten muss besonderes Augenmerk auf die Wuchtung gelegt werden. Die Turbine wandelt die Größen Druck p und Massestrom \dot{m} in die mechanischen Größen Drehzahl n und Drehmoment M um. Ein *Generator* wird zur weiteren Umwandlung der rotatorisch mechanischen Größen in elektrische Größen eingesetzt (Spannung U und Strom I). Es wird ein bürstenloser Gleichstrommotor (*BLDC*, engl. brushless direct current) als Generator betrieben. Die für den Betrieb notwendige Steuerelektronik wird als Teil des Hauptbestandteils *Generator* betrachtet. Ein *elektrischer Energiespeicher* nimmt den Strom auf und kann die gespeicherte Energie bei Bedarf wieder abgeben.

Auf die Ausgestaltung der einzelnen Bestandteile der Energiewandlungskette wird in den Kapitel 4 bis 6 detailliert eingegangen. Im nachfolgenden Abschnitt 3.2 ist eine qualitative Modellbildung der am Wandlungsprozess beteiligten Komponenten der Kette beschrieben.

3.2 Modellbildung

Im Folgenden wird ein qualitativer Ansatz zur Modellierung der Leistungskennfelder des Turbinen-Generatorsystems entwickelt. Hierzu wird ein Ansatz über die Leistung des Systems verfolgt, wobei die einzelnen Anteile immer weiter verfeinert werden, vgl. Abb. 3.2. Dabei werden mehrere Kenngrößen eingeführt, die in Tabelle 3.1 nochmals zusammengefasst werden. Es wird ein Modell für die Klemmenleistung P_{ges} in Abhängigkeit zu den Einflussgrößen Drehzahl n und Massestrom \dot{m} gesucht. Abschließend wird diese Funktion visualisiert und diskutiert.

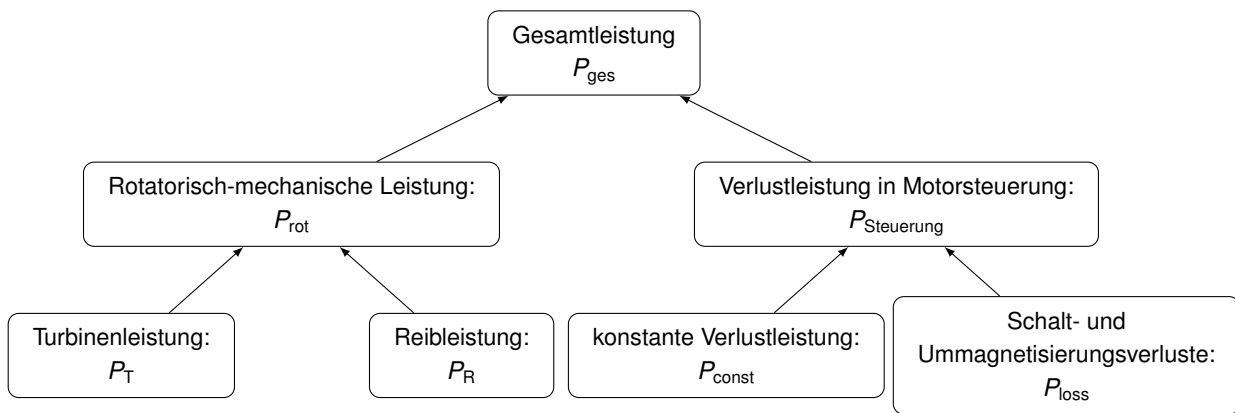


Abbildung 3.2.: Aufschlüsselung der Klemmenleistung P_{ges} in die Gruppen $P_{\text{Steuerung}}$ und P_{rot} bzw. die Einzelbestandteile P_{const} , P_{loss} , P_{R} und P_{T} .

Die Klemmenleistung P_{ges} , die von der Steuerungselektronik über die Versorgungsanschlüsse aufgenommen oder abgegeben wird, lässt sich in die zwei Bestandteile P_{rot} und $P_{\text{Steuerung}}$ aufteilen.

$$P_{\text{ges}} = P_{\text{rot}} + P_{\text{Steuerung}} \quad (3.1)$$

Der Anteil P_{rot} stellt dabei die rotatorisch-mechanische Leistung im System dar. Dagegen beschreibt der Anteil $P_{\text{Steuerung}}$ die Verlustleistung innerhalb der Steuerelektronik sowie Verluste durch das Schalten der Wicklungen. P_{rot} setzt sich aus einer Turbinenleistung P_{T} und einer Reibleistung P_{R} zusammen, welche über den Zusammenhang $P = M \cdot \omega$ aus Drehmomenten resultieren. Das Reibmoment M_{R} sowie das entgegengesetzt wirkende Turbinendrehmoment M_{T} bilden in Summe das an der Welle anliegende Drehmoment M_{Welle} , welches zur Leistungsberechnung mit der Winkelgeschwindigkeit ω multipliziert wird:

$$P_{\text{rot}} = P_{\text{T}} + P_{\text{R}} \quad (3.2)$$

$$= M_{\text{T}} \cdot \omega + M_{\text{R}} \cdot \omega \quad (3.3)$$

$$= (M_{\text{T}} + M_{\text{R}}) \cdot \omega = M_{\text{Welle}} \cdot \omega \quad (3.4)$$

Für die Beschreibung des Turbinendrehmoments M_T , welches durch die Übertragung von fluidischer Leistung auf den Turbinenrotor hervorgerufen wird, wird mit dem Parameter $c_{T,M}$ eine Verknüpfung zwischen der Druckdifferenz Δp und dem Drehmoment hergestellt.

$$M_T = c_{T,M} \cdot \Delta p \quad (3.5)$$

Die Druckdifferenz Δp wird wiederum in erster Näherung als proportional zum Massestrom \dot{m} angenommen.

$$\Delta p = c_{T,p} \cdot \dot{m} \quad (3.6)$$

Das Reibmoment M_R wird in erster Näherung als proportional zu ω angenommen. Lager- und Luftreibung werden auf diese Weise über den Proportionalitätsfaktor c_R zusammengefasst.

$$M_R = c_R \cdot \omega \quad (3.7)$$

Damit folgt für die Wellenleistung

$$P_{\text{rot}} = (c_{T,M} \cdot c_{T,p} \cdot \dot{m} + c_R \cdot \omega) \cdot \omega. \quad (3.8)$$

Zur Abbildung der Verlustleistung $P_{\text{Steuerung}}$ in der Steuerelektronik wird ein konstanter Anteil P_{const} und ein mit der Kreisfrequenz, und damit auch mit der Drehzahl, quadratisch wachsender Anteil P_{loss} angesetzt. Über den Faktor c_{loss} können Schalt- und Ummagnetisierungsverluste als P_{loss} abgebildet werden.

$$P_{\text{Steuerung}} = P_{\text{const}} + P_{\text{loss}} \quad (3.9)$$

$$= P_{\text{const}} + c_{\text{loss}} \cdot \omega^2 \quad (3.10)$$

Werden Gleichungen (3.8) und (3.10) in Gleichung (3.1) eingesetzt, ergibt sich mit $\omega = 2\pi n$ der Ausdruck für die Klemmenleistung des Gesamtsystems in Abhängigkeit zur Drehzahl n (pro Sekunde) und zum Massestrom \dot{m} zu Gleichung (3.11).

$$P_{\text{ges}}(n, \dot{m}) = P_{\text{const}} + c_{\text{loss}} \cdot 2\pi n + (c_{T,M} \cdot c_{T,p} \cdot \dot{m} + c_R \cdot 2\pi n) \cdot 2\pi n \quad (3.11)$$

mit $\omega = 2\pi n$

Tabelle 3.1.: Zusammenfassung der Modellparameter für das Leistungskennfeld des Turbinen-Generator-Systems

Parameter	Einheit	Bemerkung
P_{const}	W	Konstante Leistungsaufnahme der Steuerung
c_{loss}	W/s ²	drehzahlabhängige magnetische Verluste
c_R	N m s	Lager- und Luftreibung
$c_{T,M}$	N m/Pa	Turbinenfaktor
$c_{T,p}$	Pa s/kg	Strömungskoeffizient der Turbine

Die Zahlenwerte für die Modellparameter müssen auf Basis von verfügbaren Informationen, Messungen oder Übersichtsrechnungen dimensioniert werden. Die verwendete Steuerung ESCON 36/3 nimmt im aktiven Betrieb aber ohne angeschlossenen Generator $I_0 = 80 \text{ mA}$ Strom bei einer Versorgungsspannung von $U_0 = 24 \text{ V}$ auf. Es gilt für P_{const}

$$P_{\text{const}} = U_0 \cdot I_0 \quad (3.12)$$

$$= 24 \text{ V} \cdot 80 \text{ mA} = 1,92 \text{ W}. \quad (3.13)$$

Der Koeffizient c_{loss} zur Einbeziehung der magnetischen Verluste wird abgeschätzt, indem die Annahme von 5 W Verlustleistung bei $60\,000 \text{ min}^{-1}$ getroffen wird. Hierdurch ergibt sich $c_{\text{loss}} = 139 \cdot 10^{-9} \text{ W/s}^2$. Damit wird auf den im Datenblatt des Generators *ECX SP 16M STEC A 24V HS* angegebenen maximalen Gesamtwirkungsgrad von ca. 83,4% Bezug genommen [51]. Eine ausführlichere Beschreibung des verwendeten Generators und der Steuerung ist in Abschnitt 4.2 „Elektrischer Generator“ gegeben.

Zur Bestimmung des drehzahlabhängigen Reibmoments wird ein Experiment durchgeführt und in Kapitel 6.2 beschrieben. Dabei wird der Rotor mit bekanntem Massenträgheitsmoment zunächst auf $60\,000 \text{ min}^{-1}$ gebracht und dann bei offenen Klemmen der Geschwindigkeitsverlauf aufgezeichnet. So lässt sich der Wert von c_R zu $93 \cdot 10^{-9} \text{ N m s}$ bestimmen.

Der Turbinenfaktor $c_{T,M}$ wird zu $-10 \cdot 10^{-9} \text{ N m/Pa}$ angenommen. Das entspricht bei einem Druck von 6 bar einem Drehmoment von 6 mN m . Das negative Vorzeichen kennzeichnet die zum Reibmoment entgegengesetzte Wirkrichtung.

Der Strömungskoeffizient $c_{T,p}$ wird in Abschnitt 6.3 experimentell bestimmt. Dabei wird die Turbine bei verschiedenen Düsenpaltbreiten d_D und Rotorkonfigurationen mit Masseströmen zwischen 0 slpm bis 150 slpm durchströmt und der Eingangsdruck aufgezeichnet. So ergeben sich für die Düsenpaltbreiten 0,5 mm, 1,0 mm und 4,5 mm die Werte $c_{T,p,0.5} = 4052 \text{ Pa/slpm}$, $c_{T,p,1.0} = 2597 \text{ Pa/slpm}$ und $c_{T,p,4.5} = 1986 \text{ Pa/slpm}$.

Tabelle 3.2.: Zusammenfassung der Modellparameter für das Leistungskennfeld des Turbinen-Generator-Systems

Parameter	Wert	Herkunft
P_{const}	1,92 W	gemessen
c_{loss}	$139 \cdot 10^{-9} \text{ W/s}^2$	Annahme, basierend auf [51]
c_R	$93 \cdot 10^{-9} \text{ N m s}$	Experiment: Kapitel 6.2
$c_{T,M}$	$-10 \cdot 10^{-9} \text{ N m/Pa}$	Annahme
$c_{T,p,0.5}$	4052 Pa/slpm	} Experiment: Kapitel 6.3
$c_{T,p,1.0}$	2597 Pa/slpm	
$c_{T,p,4.5}$	1986 Pa/slpm	

Eine Zusammenfassung der Modellparameter ist in Tabelle 3.2 aufgeführt. Abbildung 3.4 zeigt eine Darstellung der Funktion $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ mit den oben dimensionierten Werten. Dabei gilt, dass das Gesamtsystem bei positivem Vorzeichen Leistung aufnimmt und bei negativem Vorzeichen Leistung abgibt. Für die Darstellung aller Kennfelder wird sowohl an dieser Stelle als auch im Kapitel 6 „Charakterisierung“ die Farbtabelle *Viridis* verwendet, siehe Abb. 3.3. Sie ist für die gleichmäßige Wahrnehmung von Farbständen optimiert und behält diese Eigenschaft auch beim Graustufendruck bei [52].



Abbildung 3.3.: Darstellung der Farbtafel *Viridis* für den Wertebereich von 0 bis 1. Viridis ist für die gleichmäßige Wahrnehmung von Farbabständen optimiert. Auch beim Graustufen-Druck bleibt diese Eigenschaft erhalten [52].

In der Darstellung des Leistungskennfelds auf Basis von Gleichung (3.11) lassen sich mehrere Eigenschaften erkennen: Die abgegebene Leistung ist bei maximaler Drehzahl und maximalem Volumenstrom am größten. Innerhalb der betrachteten Grenzen des Arbeitsbereichs gibt es einen Mindestmassenstrom, unterhalb dessen bei keiner Drehzahl elektrische Leistung abgegeben wird.

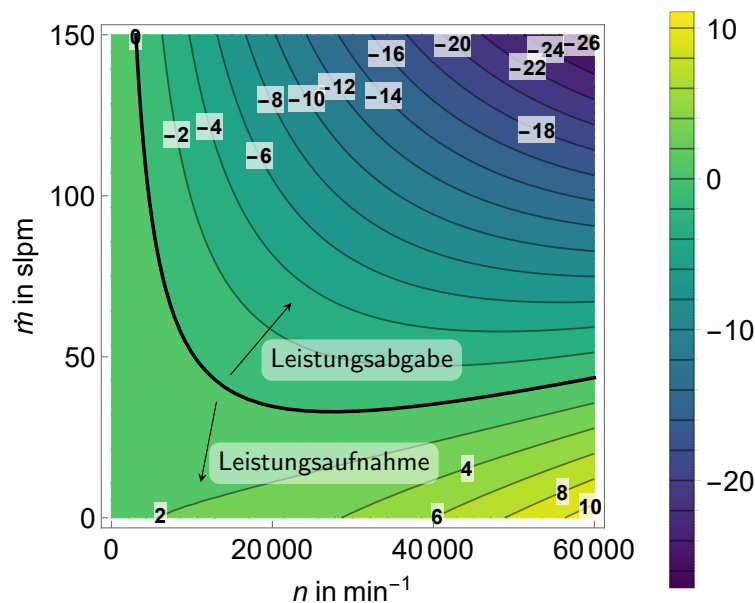


Abbildung 3.4.: Berechnetes Leistungskennfeld $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ in W aus Gleichung (3.11) mit den in Tabelle 3.2 angegebenen Modellparametern. Horizontal ist die Drehzahl n in min^{-1} und vertikal ist der Massenstrom in slpm aufgetragen. Die Linien verlaufen entlang gleicher Abgabeleistung (in W). Die Nulllinie ist stärker gezeichnet.

Analog existiert eine Mindestdrehzahl, unterhalb derer keine elektrische Leistung abgegeben wird. Im Bereich hoher Drehzahlen und geringer Masseströme steigt die aufgenommene Leistung aufgrund der wachsenden Lager- und Luftreibungsverluste an. Insgesamt gilt, dass im Bereich der Leistungsabgabe hohe Drehzahlen bei gleichbleibendem Massenstrom von Vorteil sind.

In Abb. 3.5 ist der jeweilige Einfluss der Modellparameter auf die Lage der Nulllinie gezeigt. Dafür wird jeder Modellparameter innerhalb der Spanne von Faktor 0 bis 2 in $\frac{1}{3}$ -Schritten variiert und die entstehenden Nulllinien in ein gemeinsames Diagramm eingezeichnet.

Die Steigerung von P_{const} versetzt die Nulllinie insgesamt in Bereiche höherer Drehzahlen und Masseströme. Das hat zur Folge, dass die maximal abgegebene Leistung sinkt, wobei die Stärke dieses Einflusses mit wachsender Drehzahl nachlässt, vgl. Abb. 3.5a. Die drehzahlabhängigen Einflüsse von c_{loss} und c_{R} unterscheiden sich dadurch, dass sich der Einfluss der Reibung (Modellparameter c_{R}) mit wachsender

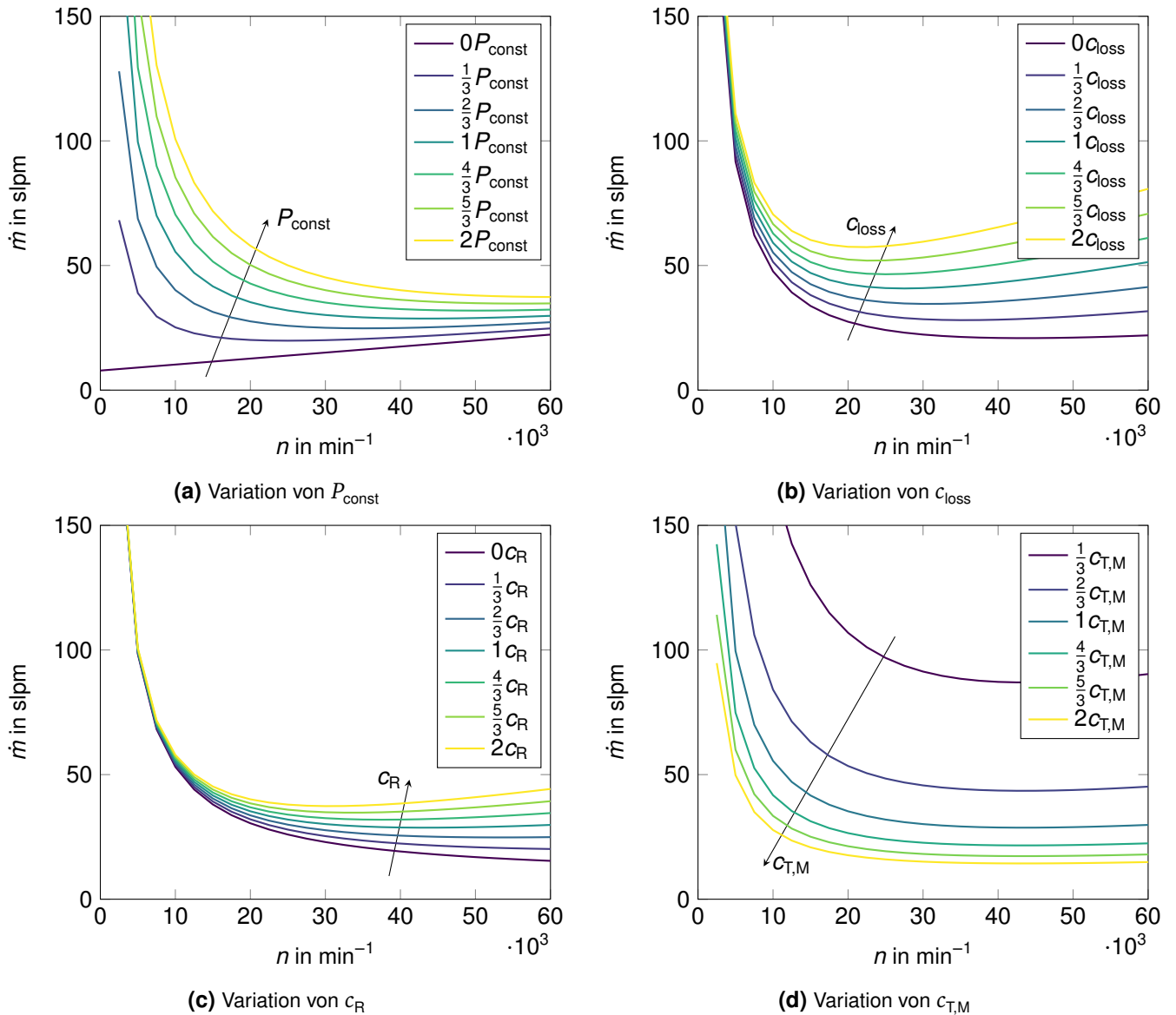


Abbildung 3.5.: Berechnung der Lage der Nulllinie des Leistungskennfelds $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$. Variation der Modellparameter zwischen null- und zweifacher Größe in Drittel-Schritten.

Drehzahl weiter verstärkt, während die Auswirkungen der Schaltverluste einen gleichbleibenden Versatz der Nulllinie zeigen, vgl. Abb. 3.5b und 3.5c.

Der bei weitem größte Einfluss auf die Lage der Nulllinie wird durch den Turbinenfaktor $c_{T,M}$ ausgeübt. Mit wachsendem Konversionsfaktor von Druck in Drehmoment wird die Nulllinie in niedrigere Drehzahl- und Massestrombereiche verschoben. Abbildung 3.6 zeigt die Abhängigkeit der Nulllinie vom Strömungskoeffizient $c_{T,p}$. Je schmaler der Düsenpalt d_D ist, desto mehr wird die Nulllinie nach unten verschoben und somit bei geringeren Drehzahlen und Masseströmen früher der Bereich der Leistungsabgabe erreicht.

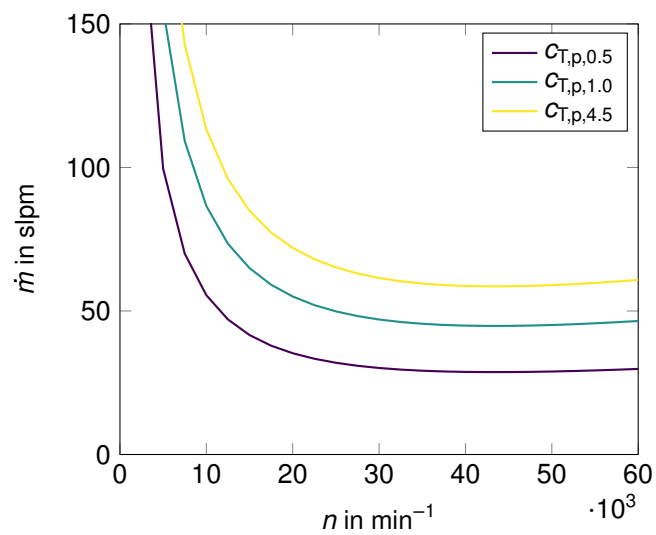


Abbildung 3.6.: Berechnung der Lage der Nulllinie des Leistungskennfelds $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ für die experimentell ermittelten Werte des Strömungskoeffizients $c_{T,p}$ bei $d_D = 0,5 \text{ mm}$, $1,0 \text{ mm}$ und $4,5 \text{ mm}$ Düsenpaltbreite.



4 Systemaufbau

In diesem Kapitel werden die Auslegung und die konkrete Ausgestaltung des Verbunds aus Strömungsmaschine (Abschnitt 4.1) und elektrischem Generator (Abschnitt 4.2) beschrieben. Abschnitt 4.3 befasst sich mit den Fragestellungen, welche sich aus den Schnittstellen der Einzelkomponenten und dem Gesamtaufbau des Systems ergeben. In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Anforderungen mit ihren Einflussbereichen dargestellt. Sie bilden die Basis für die Ausgestaltung des Turbinen-Generator-Verbunds.

Tabelle 4.1.: Zusammenstellung der Hauptanforderungen an die Auslegung und die Konstruktion des Verbunds aus Turbine und elektrischem Generator

Anforderung	Einfluss auf	Bemerkung
Turbinenprinzip: Scheibenläuferturbine	Rotoraufbau	Turbinenprinzip nach Nikola Tesla
Möglichkeit zur Rekonfiguration des funktionalen Rotorteils	Rotoraufbau, Wuchtung	Charakterisierung verschiedener Ausführungen der Turbinengeometrie
Auswuchten des Rotors: Wuchtgüte G 2,5 (siehe Abschnitt 5.1.2)	Rotoraufbau	Charakterisierung verschiedener Ausführungen der Turbinengeometrie
Maximaler Luftdruck 10 bar	Turbine, Gehäuse	Anwendung im Pressluft-Atemsystem
Massestrom: bis 200 slpm	Turbine, Gehäuse	Anwendung im Pressluft-Atemsystem
Elektrische Abgabeleistung: bis 40 W	Generator, Steuerelektronik	Anwendungsszenario
Bauraum: bis 500 cm ²	Alle Komponenten	Kompaktes, portables Gesamtsystem

4.1 Konstruktiver Aufbau der Turbine

Die Überlegungen zur Konstruktion einer kompakten Turbine nach dem Scheibenläufer-Prinzip (vgl. Abschnitt 2.1.1) werden nachfolgend beschrieben. Nach der Definition der Zielsetzung werden zunächst einige allgemeine Überlegungen zu den Einflüssen bestimmter Konstruktionsparameter angestellt und anschließend der Aufbau des Systems detailliert beschrieben.

4.1.1 Zielsetzung und Anforderungen

Im Rahmen dieser Arbeit steht neben einer kompakten Bauweise des Scheibenläuferturbinen-Prinzips auch die Möglichkeit der Rekonfiguration der Turbine im Zentrum des Interesses. Aus diesen Gründen wird für den Rotor ein Durchmesser von maximal 20 mm und eine Länge von maximal 20 mm gewählt.

Damit der Rotor zur Untersuchung verschiedener Ausprägungen des funktionalen Teils der Strömungsmaschine verwendet werden kann, muss die Montage und Demontage möglichst einfach durchführbar sein. Durch eine Aufteilung des Rotors in Unterbaugruppen soll dies erreicht werden; siehe auch Abschnitt 4.1.2. Der Rotor soll lösbar mit einer Generatorwelle verbunden werden können.

Änderungen am Aufbau des Rotors wirken sich auf die Masseverteilung und damit auf den Schwerpunkt aus. Die Lage des Schwerpunkts bezüglich der Drehachse ist wiederum für die Unwucht des als starr angenommenen Rotors verantwortlich. Deshalb müssen geeignete Maßnahmen ergriffen werden, um die Unwucht des Rotors zu kompensieren und die Restunwucht auf ein akzeptables Maß reduzieren zu können. Dieser Themenkomplex wird in Kapitel 5 beleuchtet, und es wird eine Methodik zur Auslegung der Unwuchtkompensationsmaßnahmen beschrieben.

Der Stator der Turbine dient der Aufgabe, die strömende Druckluft so auf den Rotor zu leiten, dass sie am Rotor ein möglichst hohes Drehmoment hervorruft. Zudem muss die Druckluft vom Einlass am Gehäuse des Systems zu den jeweiligen Einströmpunkten am Rotorumfang geführt werden.

4.1.2 Entwurf der mechanischen Komponenten

Der Entwurf der mechanischen Komponenten wird unter Berücksichtigung der zuvor genannten Randbedingungen und Abhängigkeiten zwischen den Komponenten durchgeführt. Abbildung 4.1 zeigt eine Übersicht der Konstruktion der Strömungsmaschine. In den folgenden Abschnitten wird der Entwurf der einzelnen Komponenten beschrieben.

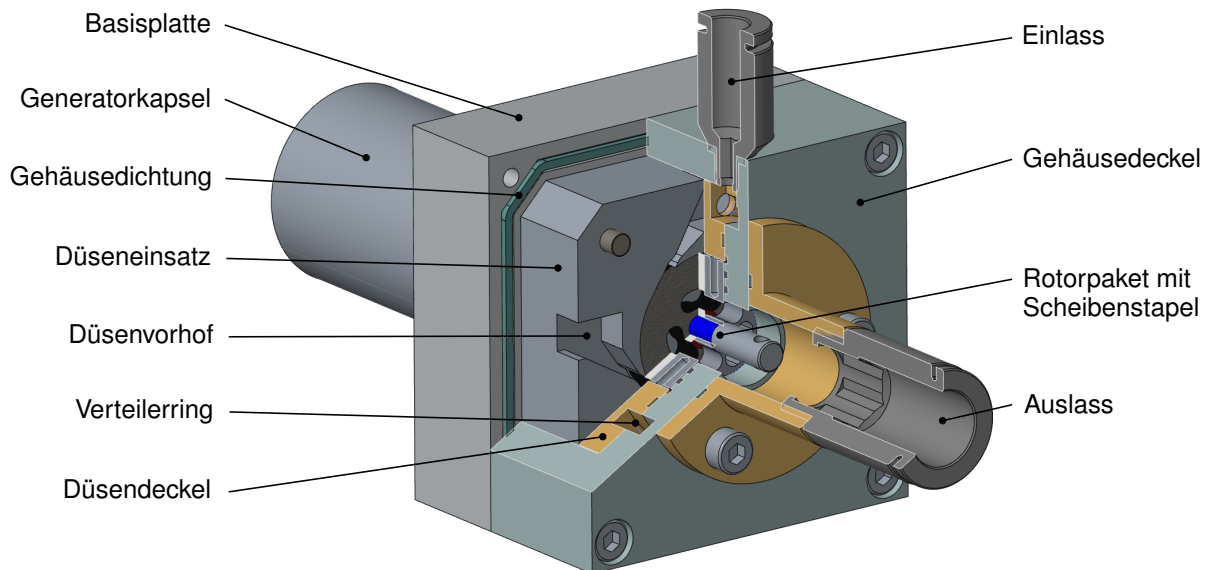


Abbildung 4.1.: Übersichtsdarstellung des Gesamtsystems: Teilschnitt-Ansicht, erstellt mit *PTC Creo 3.0*

Scheibenläufer und Rotorpaket

Im Folgenden wird der Aufbau des Rotorpakets zuerst allgemein beschrieben. Anschließend werden die einzelnen Funktionsgruppen einzeln genauer betrachtet. Dabei wird neben den funktionsbestimmenden Eigenschaften auch auf Material und Fertigung eingegangen.

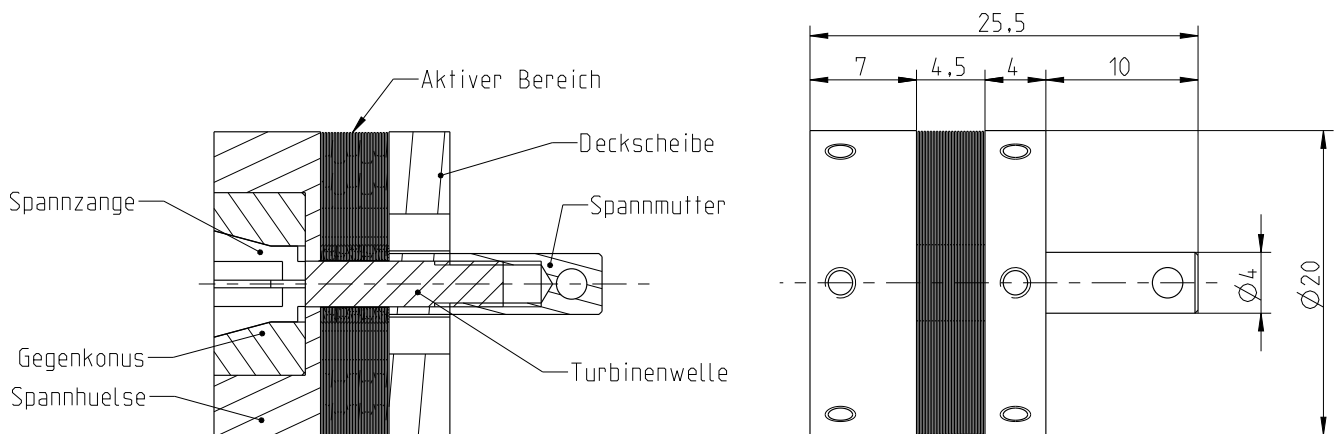


Abbildung 4.2.: Aufbau des Rotorpakets der SLT. Links: Schnittzeichnung, Rechts: Abmessungen. Durch eine Mutter am Ende des Schafts wird der Scheibenstapel zusammengedrückt, die Spannzange in den Gegenkonus gezogen und somit das Rotorpaket mit der Generatorwelle verbunden. (Zeichnungen erstellt mit *PTC Creo 3.0*.)

In Abb. 4.2 ist der Aufbau des Rotorpakets dargestellt. Der Scheibenläufer einer SLT besteht aus mehreren gleichartigen dünnen Scheiben, welche abwechselnd mit Abstandsscheiben auf eine gemeinsame Welle platziert werden. Die Scheiben weisen in der Nähe der Mitte achsparallele Öffnungen auf, um die Ableitung der durch den Scheibenstapel strömenden Luft zu ermöglichen. Dieser Aufbau erlaubt die Variation von Scheibenanzahl und -abstand. Der aktive Turbinenbereich der Welle ist 4,5 mm lang. In diesem Bereich können SLT-Scheiben, Abstandshalter und Blindscheiben frei platziert werden. Auslassseitig drückt eine Deckscheibe den Scheibenstapel gegen die Spannhülse, indem die Spannmutter angezogen wird. Hierdurch wird auch die konusförmige Spannzange in den Gegenkonus gezogen und somit der Turbinenrotor mit der Generatorwelle kraftschlüssig verbunden.

Sowohl in der Deckscheibe als auch in der Spannhülse sind jeweils sechs radial angeordnete Gewindebohrungen eingebracht, welche zur Wuchtung des Rotorpakets im Anschluss an die Montage dienen. In Kapitel 5 wird die Auslegung dieses Teils des Rotors detailliert beschrieben.

Die Deckscheibe weist wie die SLT-Scheiben in Achsennähe drei Öffnungen für den Luftstrom auf, sowie eine zentrale Bohrung zur Montage auf der Rotorwelle, s. Abb. 4.3. Die Fertigung als Frästeil ist für die einseitige Bearbeitung einer Aluminiumplatte von 4 mm Dicke vorgesehen. Die zentrale Bohrung wird anschließend zu einer 3H7-Passung gerieben.

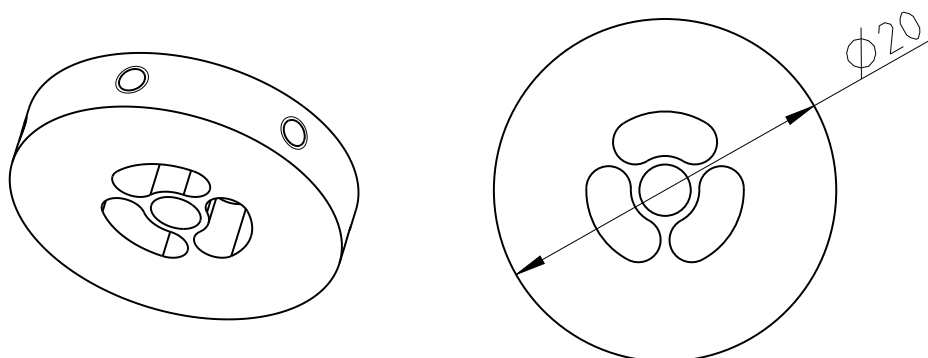


Abbildung 4.3.: Deckscheibe des Rotorpakets: Drei zentrumsnahe Öffnungen ermöglichen den Luftstrom in Richtung Auslass. Am Umfang sind sechs radiale Gewindebohrungen für den Wuchtausgleich eingebracht. (Zeichnungen erstellt mit *PTC Creo 3.0*.)

Der Verbund aus SLT-Scheiben und Abstandshaltern sowie einer optionalen Blindscheibe bildet den aktiven Turbinenbereich d_T . Die axiale Länge dieses Bereichs von $d_T = 4,5 \text{ mm}$ muss reproduzierbar eingehalten werden, damit die Gesamtlänge des Rotorpakets immer gleich bleibt und der Spalt zwischen Deckscheibe und Stator weder zu eng noch zu weit wird. Außerdem muss der Keilfehler durch Planaritätsabweichungen der einzelnen Scheiben gering gehalten werden. Die Entstehung von Graten und das Einbringen von mechanischen Spannungen ins Material sind daher bei der Herstellung unbedingt zu vermeiden. Als Kompromiss im Zielkonflikt von möglichst dünnen Scheiben und ausreichender Stabilität wird für die SLT-Scheiben und die Abstandshalter eine Materialdicke von $d_s = 100 \mu\text{m}$ gewählt. Die Scheibenabstände können dann in Vielfachen von d_s eingestellt werden.

Auf diese Weise können unter Einhaltung der Gesamtlänge von $d_T = 4,5 \text{ mm}$ eine Vielzahl von Anordnungen eingestellt werden. Mit der Maßgabe, dass n Scheibenzwischenräume mit dem Scheibenabstand $d_g = k \cdot d_s$ aufgebaut werden sollen, ergibt sich für die Dicke der Blindscheibe d_B

$$d_T = n \cdot d_g + (n - 1) \cdot d_s + d_B \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow d_B &= d_T - n \cdot d_g - (n - 1) \cdot d_s \\ &= 4,5 \text{ mm} - (n \cdot k + n - 1) \cdot 100 \mu\text{m}. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Sollen beispielsweise fünf Spalte mit einer Breite von $100 \mu\text{m}$ entstehen, werden 4 SLT-Scheiben, fünf Abstandshalter und eine Blindscheibe mit

$$\begin{aligned} d_B &= 4,5 \text{ mm} - (5 \cdot 1 + 5 - 1) \cdot 100 \mu\text{m} \\ &= 3,6 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.3)$$

benötigt. Die Blindscheibe ist eine Zylinderscheibe mit der benötigten Dicke, welche zur Montage auf die gemeinsame Welle eine Bohrung in der Mitte der Stirnfläche aufweist. Abb. 4.9b zeigt diese Variation.

Die Gestaltung der SLT-Scheiben mit einem Durchmesser von $19,9 \text{ mm}$ verfolgt mehrere Ziele:

- Die Fläche zur Energieübertragung vom Fluid auf die Scheibe soll möglichst groß sein.
- Der Auslassquerschnitt soll möglichst groß sein.
- Die Stege zwischen den Auslassöffnungen müssen breit genug sein, um nicht aufgrund der auftretenden Belastungen durch die Rotation zu brechen.

Als aktive Fläche gilt der Kreisring vom Außendurchmesser $19,9 \text{ mm}$ bis zu den Auslassöffnungen auf dem Radius $5,1 \text{ mm}$. Die Auslassöffnungen liegen auf einem Kreisring mit den Radien $5,1 \text{ mm}$ und $2,5 \text{ mm}$. Sie teilen den Kreisring so in drei gleichartige Teile, dass die Öffnungen jeweils mit halbkreisförmigen Kanten abschließen und die Stege zwischen den Öffnungen eine Breite von 2 mm aufweisen. Im Zentrum liegt eine Bohrung von $3,07 \text{ mm}$ für die Montage auf der gemeinsamen Welle ($\varnothing: 3,00 \text{ mm}$). Durch das Übermaß der Bohrung ist sichergestellt, dass sich die Scheibe nicht aufgrund von Verspannungen mit der Welle verwindet. Eine Draufsicht der SLT-Scheiben und der Abstandshalter ist in Abb. 4.4 gezeigt.

Die SLT-Scheiben und Abstandshalter werden aus gewalztem Edelstahlblech 1.4310 mit $100 \mu\text{m}$ Dicke durch Formteilätzen hergestellt. Im Gegensatz zum Laserschneiden und Feinschneiden werden dadurch

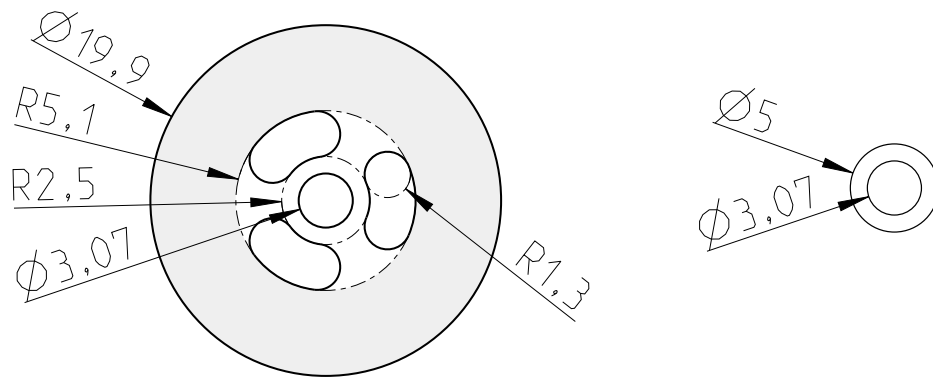


Abbildung 4.4.: SLT-Scheibe und Abstandshalter: Technische Zeichnung mit aktiver Fläche (grau), Auslassöffnungen und zentraler Bohrung. (Zeichnungen erstellt mit *PTC Creo 3.0.*)

weder Grate erzeugt noch werden bleibende mechanische Spannungen durch die Bearbeitung ins Material eingebracht, welche zu Krümmungen oder Verwindungen der planaren Strukturen führen würden. In Abb. 4.5 sind die fertig hergestellten Ätzteile gezeigt.

Die fliehkraftbedingte radiale Dehnung der SLT-Scheibe beträgt bei $60\,000\text{ min}^{-1}$ ca. $0,55\text{ }\mu\text{m}$, wie eine FEM-Simulation mit ANSYS Workbench zeigt, siehe Abb. 4.6. Das Spaltmaß zwischen Rotor und Stator von $50\text{ }\mu\text{m}$ wird hierdurch demnach nur geringfügig kleiner und kann Montagetoleranzen und Rundlaufungenauigkeiten auffangen.

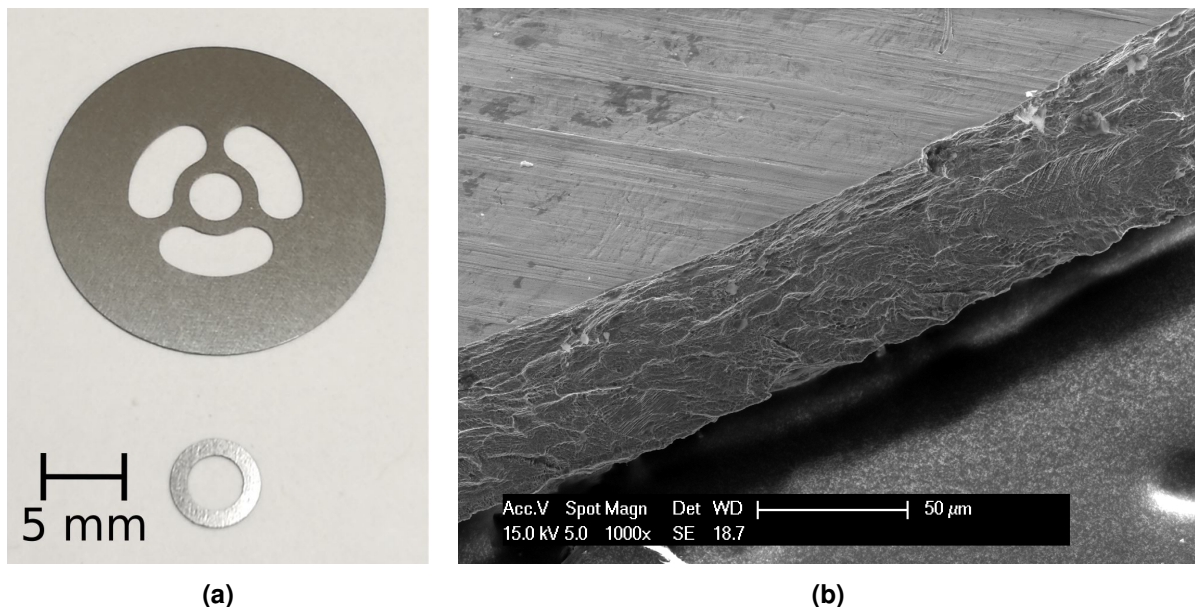


Abbildung 4.5.: SLT-Scheibe und Abstandshalter: (a) Foto der geätzten SLT-Scheiben und Abstandshalter aus Edelstahlblech (Dicke: $100\text{ }\mu\text{m}$; Werkstoff-Nr.: 1.4310). (b) Rasterelektronenmikroskop-Aufnahme einer Ätzkante der SLT-Scheibe.

Für die Montage des Rotors wird der Gegenkonus in die Spannhülse eingelegt und auf die Spannzange der Welle geschoben. Anschließend wird der aktive Turbinenteil aus SLT-Scheiben, Abstandshaltern und ggf. Blindscheiben auf der Welle zusammengestellt. Die Deckscheibe wird aufgesteckt und die Spannmutter locker aufgeschraubt. Nun kann das Rotorpaket mit der Spannzange auf die Generatorwelle aufgesteckt werden. Durch Anziehen der Spannmutter wird der Aufbau fixiert. Abbildungen 4.7 bis 4.9 zeigen die Einzelteile und das zusammengebaute Rotorpaket.

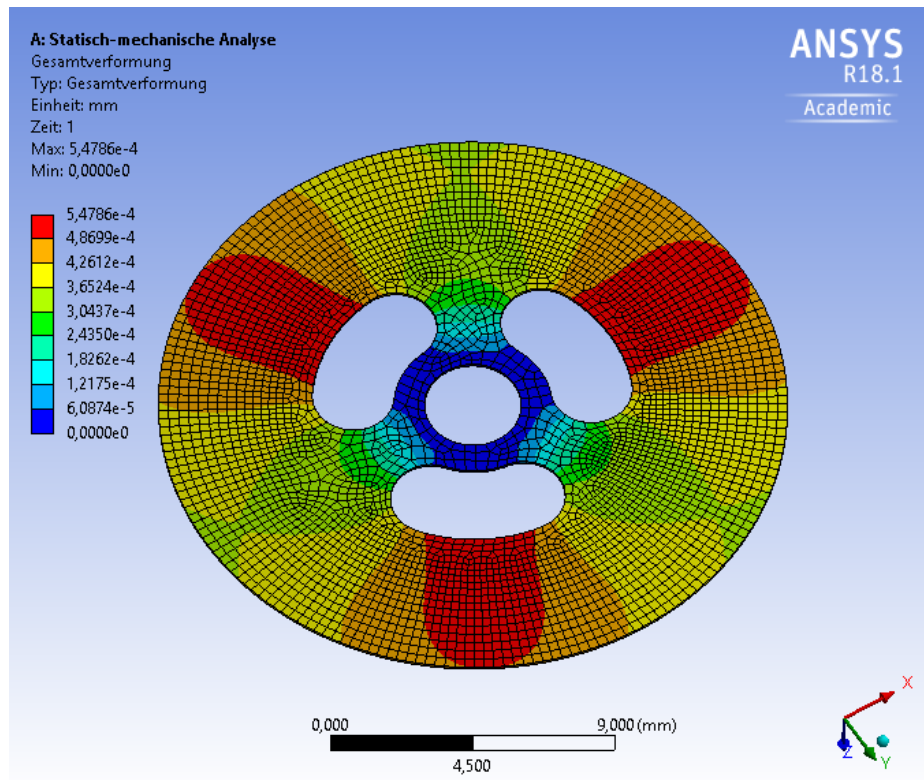


Abbildung 4.6.: FEM-Simulation der radialen Verformung der Rotorscheibe bei $60\,000\,\text{min}^{-1}$. Die maximale radiale Verschiebung beträgt $0,55\,\mu\text{m}$.

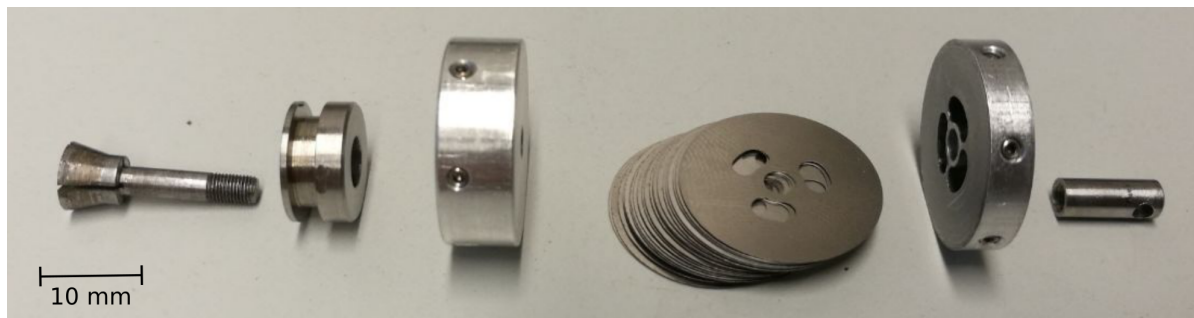


Abbildung 4.7.: Einzelteile des Rotorpakets: Welle mit Spannzange, Gegenkonus, Spannhülse, SLT-Scheiben mit Abstandshaltern, Deckscheibe, Spannmutter (v.l.n.r).

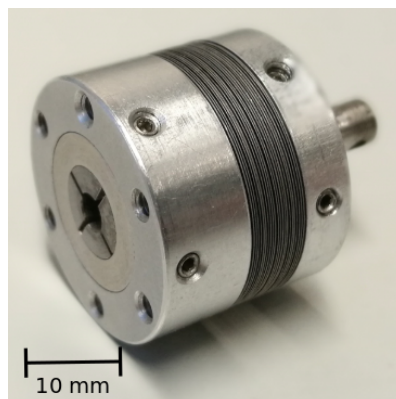
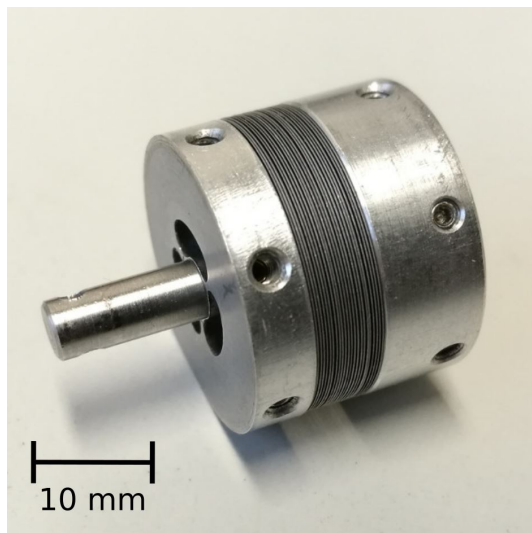
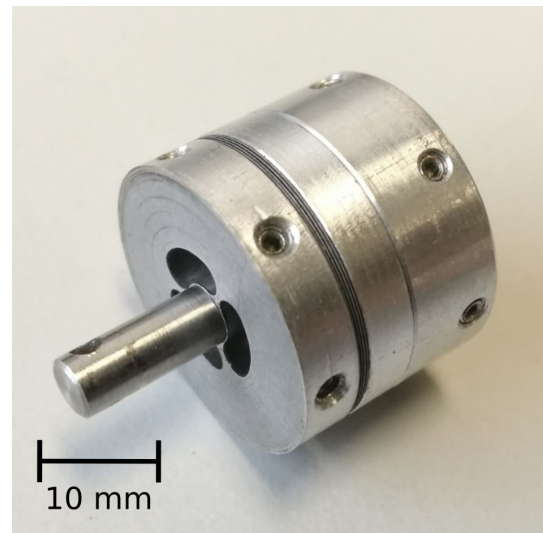


Abbildung 4.8.: Fertig montiertes Rotorpaket der Scheibenläufturbine mit $n = 23$ Scheibenzwischenräumen.



(a)



(b)

Abbildung 4.9.: Der Aufbau des aktiven Bereichs lässt sich durch Kombination von SLT-Scheiben, Abstandshaltern und Blindscheiben variabel gestalten: (a): $n = 23$ Scheibenzwischenräume, (b): $n = 5$ Scheibenzwischenräume und Blindscheibe mit 3,4 mm Dicke.

Der Stator der SLT leitet die strömende Druckluft vom Steckanschluss am Gehäuse zunächst in den Verteilerring. Dieser Hohlraum im Inneren des Stators verteilt die Druckluft gleichmäßig in die vier Vorhofkammern des Düseneinsatzes. In den dahinter liegenden Düsenbereichen wird die Luft beschleunigt und strömt in den aktiven Turbinenbereich des Rotorpakets. Die Abbildungen 4.10 und 4.11 zeigen den Aufbau der Statorbaugruppe.

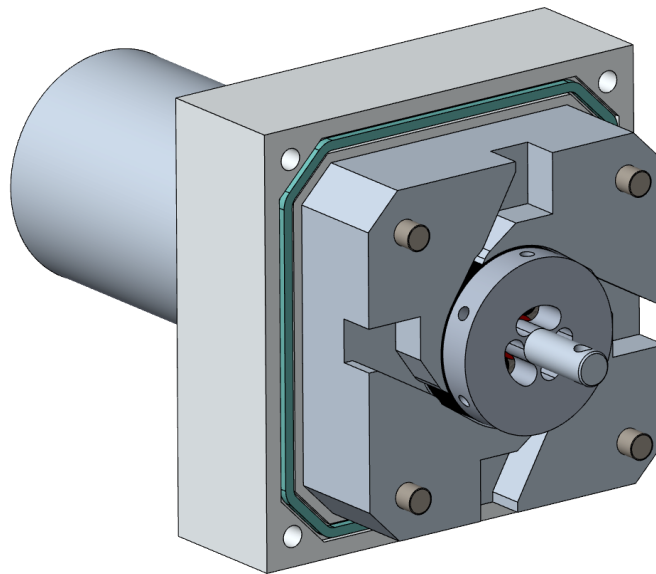


Abbildung 4.10.: Schrägansicht des offenen Stator-Rotor-Pakets ohne Düsendeckel. (Zeichnung erstellt mit PTC Creo 3.0.)

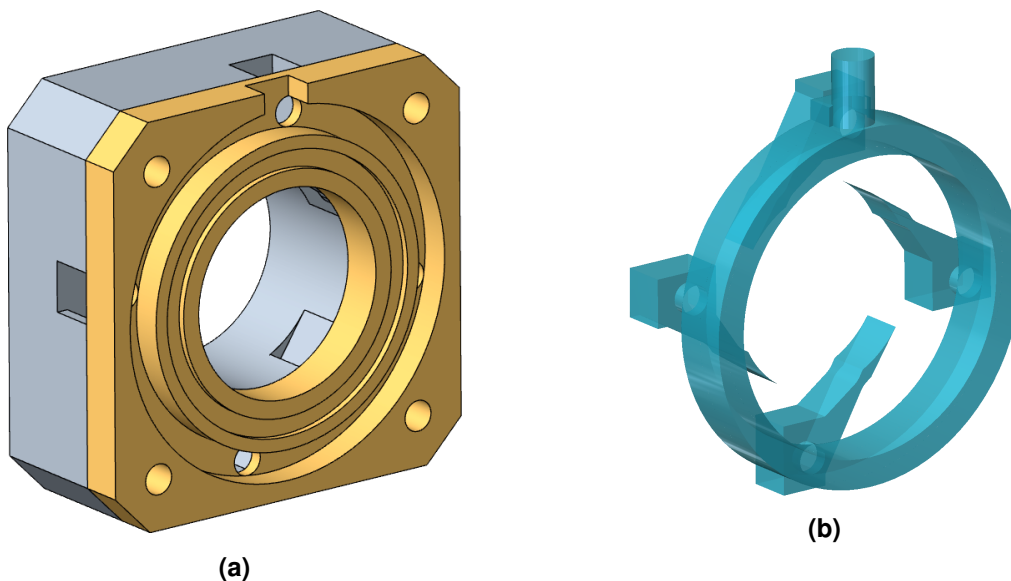


Abbildung 4.11.: Der Düseneinsatz ist austauschbar im SLT-Gehäuse eingesetzt. Vier Düsen im Winkelabstand von 90° leiten die Druckluft tangential in die Zwischenräume der Turbinenscheiben. (a): Düseneinsatz mit Düsendeckel, (b): Luftvolumen der Statorbaugruppe. (Zeichnungen erstellt mit PTC Creo 3.0.)

Es werden drei verschiedene Düseneinsätze angefertigt. So kann je nach gewählter Rotorkonfiguration eine passende Düsenpaltbreite d_D verwendet werden. In Abb. 4.12 sind die drei Varianten mit den Düsenpaltbreiten 0,5 mm, 1 mm und 4,5 mm gezeigt.

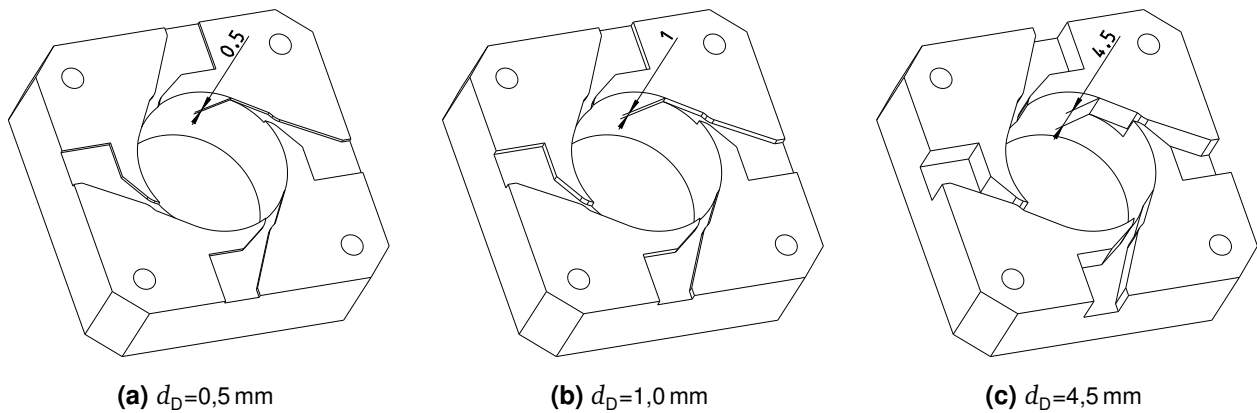


Abbildung 4.12.: Varianten der Düseneinsätze mit variabler Düsenpaltbreite d_D . (Zeichnungen erstellt mit PTC Creo 3.0.)

4.1.3 Alternative Rotor-Elemente: Herstellung im 3D-Druckverfahren

Der aktive Bereich des Rotorpakets ist auf seiner axialen Länge von 4,5 mm völlig frei gestaltbar. Um die Variabilität des Rotorpakets zu illustrieren, werden Rotor-Elemente im 3D-Druck-Verfahren „Fused Deposition Modeling“ (dt.: *Schmelzschichtung*) mit einem *Ultimaker 2+* hergestellt. So können neben einer Auswahl von SLT-Scheiben-Kombinationen auch noch weitere Rotoraufbauten charakterisiert werden. Es werden drei verschiedene Rotor-Elemente realisiert, die in Abb. 4.13 und 4.14 abgebildet sind. In Tabelle 4.2 sind die jeweiligen Daten zusammengefasst. In Anhang B.5 sind weitere Detailzeichnungen der Rotoren A, B und C aufgeführt.

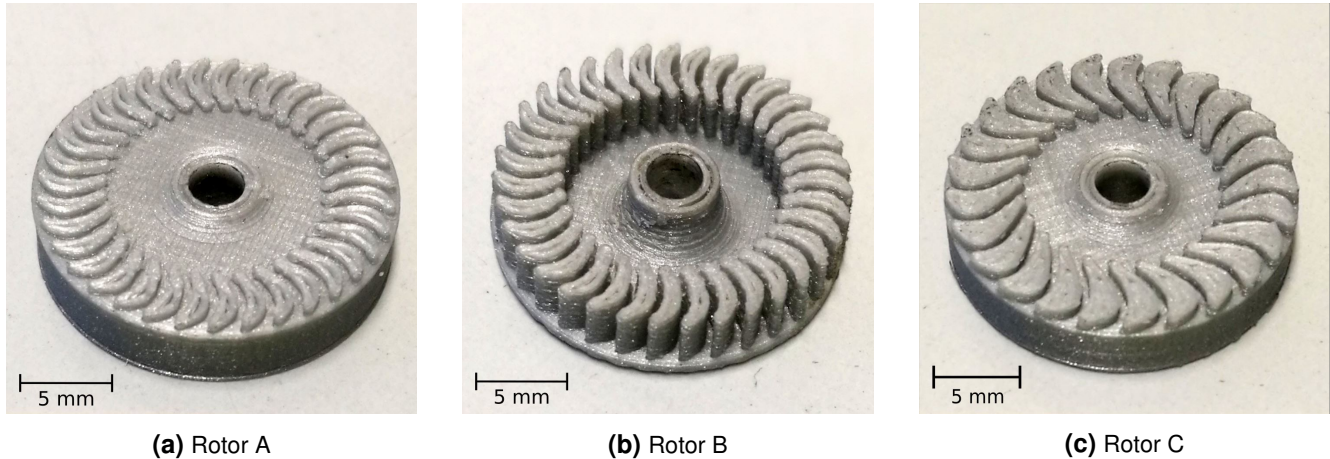


Abbildung 4.13.: Die Rotoren A und B basieren auf der gleichen Schaufelkontur mit 35 Schaufeln, weisen aber unterschiedliche Schaufelhöhen auf (A: 0,5 mm; B: 3,5 mm). Rotor C besitzt stärker geschwungene Schaufeln (25 Stück; Schaufelhöhe: 1 mm).

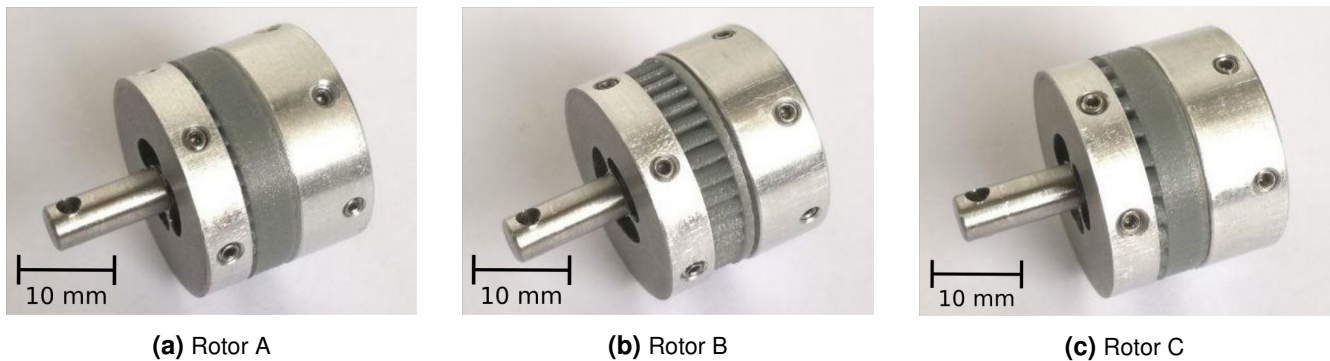


Abbildung 4.14.: Rotoren A, B und C in eingebautem Zustand im Rotorpaket.

Tabelle 4.2.: Daten der 3D-gedruckten Rotor-Elemente. Es werden drei verschiedene Schaufelhöhen realisiert.

Rotor	Schaufelhöhe in mm	Schaufelzahl	Gesamtbreite in mm
A	0,5	35	4,5
B	3,5	35	4,5
C	1,0	25	4,5

4.2 Elektrischer Generator

Die Wandlung der mechanisch-rotatorischen Leistung in elektrische Leistung ist die zweite domänenübergreifende Konversion im Gesamtsystem. Die mechanischen Größen Winkelgeschwindigkeit ω und Drehmoment M werden in die korrespondierenden elektrischen Größen Spannung U und Strom I umgewandelt. Die entsprechende Wandlungsvorschrift ist transformatorisch und kann vereinfacht als

$$\begin{pmatrix} U \\ I \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_n & 0 \\ 0 & k_M \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \omega \\ M \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

dargestellt werden. Hierbei ist k_M die Drehmomentkonstante und k_n die Drehzahlkonstante des eingesetzten Generators.

Die Anforderungen an den elektrischen Generator müssen sowohl aus der Turbinenanwendung als auch aus den konstruktiven Randbedingungen abgeleitet werden. Die wesentlichen Aspekte betreffen die Bereiche Leistung, Wirkungsgrad, Arbeitspunkt, Bauraum und Lagerung der Welle.

Das Gesamtsystem wird für eine Abgabeleistung von 40 W ausgelegt, vgl. Tabelle 4.1, wobei der Wirkungsgrad möglichst hoch sein sollte. Mit einer Drehzahl von $80\,000\text{ min}^{-1}$ wird eine auf dem Stand der Technik basierende Annahme getroffen, vgl. Abschnitt 2.1.

Das Drehmoment an der Generatorwelle wird mit $P = 40\text{ W}$ und $n_N = 80\,000\text{ min}^{-1}$ zu

$$M = \frac{P}{n_N} = 4,77\text{ mN m} \quad (4.5)$$

abgeschätzt.



Abbildung 4.15.: Foto des BLDC-Generators *ECX SP 16M STEC A 24V HS* mit einer Nennleistung von 40 W. Der Durchmesser beträgt 16 mm. [53]

Die ECX-Generatoren von *maxon motors, Sachseln, Schweiz* sind kompakt und arbeiten in einem passenden Bereich von Drehzahl und Drehmoment. Das Modell *ECX SP 16M STEC A 24V HS* wird für den Einsatz mit der Turbine verwendet, siehe Abb. 4.15. Die wichtigsten Kenndaten des Motors sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst. Die Grenzdrehzahl beträgt $120\,000\text{ min}^{-1}$ (maximale Drehzahl, bei der der

Hersteller keine Beeinträchtigung der Lebensdauer angibt). Das Modell weist einen Durchmesser von 16 mm bei einer Gehäuselänge von 40 mm auf. Hinzu kommen die Länge der Motorwelle von 10 mm und der Anschlusspins von 5 mm. Die Lagerung der Welle ist werkseitig axial vorgespannt, wodurch eine radiale Spielfreiheit im Rahmen der zulässigen Radialkräfte erreicht wird. Der Motor wird rückseitig mit dem stirnseitigen Flansch an der Basisplatte des Turbinengehäuses befestigt, sodass die Welle mittig in Richtung Turbine austritt und mit dem Rotorpaket verbunden werden kann. Die digitalen Hall-Sensor-Ausgänge ermöglichen die Drehzahlregelung und dienen für die Auswuchtung als Winkelreferenz.

Tabelle 4.3.: Auszug der Angaben im Datenblatt des ausgewählten Modells ECX SP 16M STEC A 24V HS von maxon motors [51].

Eigenschaft	Wert
Nennleistung (mech.)	40 W
Nenndrehzahl	59 900 min ⁻¹
Nennmoment	6,61 mN m
Nennspannung	24 V
Nennstrom	2,08 A
Leerlaufdrehzahl	65 000 min ⁻¹
Grenzdrehzahl	120 000 min ⁻¹
Haltemoment	99,6 mN m
Lagerung	Keramikkugellager (axial vorgespannt)

Für die elektrische Kommutierung des Generators wird die Motorsteuerung ESCON 36/3 von maxon motors eingesetzt. Sie erlaubt den 4-Quadranten-Betrieb mit Drehzahlregelung und ist daher für die variable Charakterisierung des Gesamtsystems sowohl im Generator- als auch im Motorbetrieb geeignet. Sie wird an eine Spannungsquelle mit 24 V angeschlossen, welche im Zwei-Quadranten-Betrieb auch die Aufnahme von elektrischer Leistung ermöglicht.

4.3 Integration des Gesamtsystems

Der folgende Abschnitt beschreibt die Zusammenführung von Turbine und Generator in einem gemeinsamen Gehäuse. Dabei soll der Zugang zum Rotor für die Rekonfiguration und die Wuchtung möglichst einfach sein. Die Steuerung wird nicht in das Gehäuse integriert, sondern über eine Kabelverbindung an den Generator angeschlossen.

4.3.1 Gesamtaufbau des Systems

Abbildung 4.16 zeigt die Schritte des Zusammenbaus des Gesamtsystems. Als Ausgangspunkt für den Aufbau des Gesamtsystems dient die Basisplatte des Gehäuses, vgl. Schritt (a). Hier wird der Generator angeschraubt und das Rotorpaket wird mit seiner Spannzange an der Welle befestigt, siehe Schritte (b) und (c). Nun können in Schritt (d) Düseneinsatz und Düsendeckel durch Passstifte geführt aufgesteckt werden. Der Gehäusedeckel umfasst das Innenleben der Turbine. Er wird in Schritt (e) mit vier Schrauben mit der Basisplatte verschraubt, wobei die diversen Dichtungen die nötige Schließkraft erhalten. Rückseitig umfasst eine zylindrische Druckkapsel den Generator und die Steckanschlüsse für die Druckluftleitungen werden montiert, siehe Schritt (f). Eine Bohrung neben dem Lochkreis des Flanschs ermöglicht den Druckausgleich zwischen Innen- und Außenseite des Generatorgehäuses, sichtbar in Schritt (a) bzw. (b) neben der Generatorwelle.

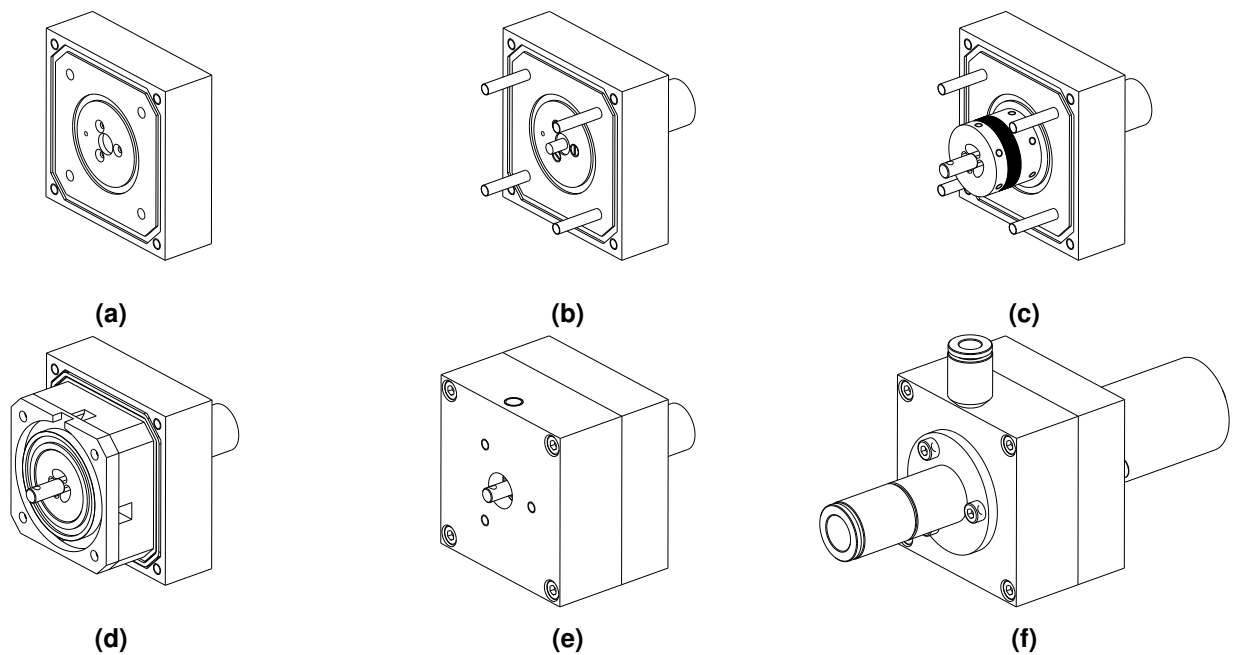


Abbildung 4.16.: Schritte des Zusammenbaus: (a) Basisplatte, (b) Passstifte und Generator, (c) Rotorpaket, (d) Statorpaket und Dichtringe, (e) Gehäusedeckel, (f) Druckkapsel und Anschlüsse. (Zeichnungen erstellt mit *PTC Creo 3.0.*)

Damit die Leckage der Druckluft so gering wie möglich ist, müssen innerhalb des Turbinengehäuses Bereiche gegen einander abgedichtet werden. So verhindert ein Dichtring zwischen den Gehäuseschalen, dass die Luft durch den Spalt entweicht. Ein weiterer Dichtring zwischen Verteilerring und Gehäusedeckel verhindert das unkontrollierte Einströmen in den Rotorbereich. Zwischen der Basisplatte und der Druckkapsel des Generators liegt ein weiterer Dichtring. Ringförmige Nuten im Gehäusedeckel bringen eine Labyrinthdichtung in die Konstruktion ein, die das Vorbeiströmen der Druckluft am aktiven Rotorbereich berührungslos reduziert. Da der Generator keine druckfeste Dichtung hat und ansonsten Druckluft durch den Generator hindurch entweichen würde, wird eine abgedichtete zylindrische Druckkapsel mit druckfester Kabeldurchführung darüber montiert.

Der Verbund aus Turbine und Generator im gemeinsamen Gehäuse muss auf der pneumatischen Seite mit der Druckluftversorgung und auf elektrischer Seite mit der Steuerungselektronik verbunden werden. Die Zu- und Abfuhr der Luft erfolgt dabei über Pneumatik-Steckverbindungen (Schlauchdurchmesser: Zufuhr 6 mm; Abfuhr 12 mm). Die elektrischen Anschlüsse des Generators werden über einen druckdichten Steckverbinder nach außen geführt. Zur Wuchtung muss eine starre Verbindung des Gehäuses mit der Aufnahmeplatte des Unwuchsmessstands hergestellt werden. Der Vorgang des Auswuchtens wird in Abschnitt 5.4 „Aufbau und Funktion der Auswuchtmaschine“ näher beschrieben. In Abb. 4.17 sind die Anschlüsse des Systems gezeigt. Abb. 4.18 zeigt ein Foto des fertig aufgebauten Systems.

Da der Rotor erst dann einen mechanisch stabilen Zustand hat, wenn er auf der Generatorwelle mit Hilfe der integrierten Spannzange befestigt ist, muss die Wuchtung im montierten Zustand erfolgen. Dazu wird die Basisplatte fest mit der Auswuchtmaschine verbunden. Hierdurch können die durch Unwucht hervorgerufenen dynamischen Kräfte erfasst und ausgewertet werden. Nachdem das Rotorpaket mit der Generatorwelle verbunden wurde, kann die Wuchtung in zwei Ebenen, wie in Abschnitt 5.5 beschrieben, durchgeführt werden.

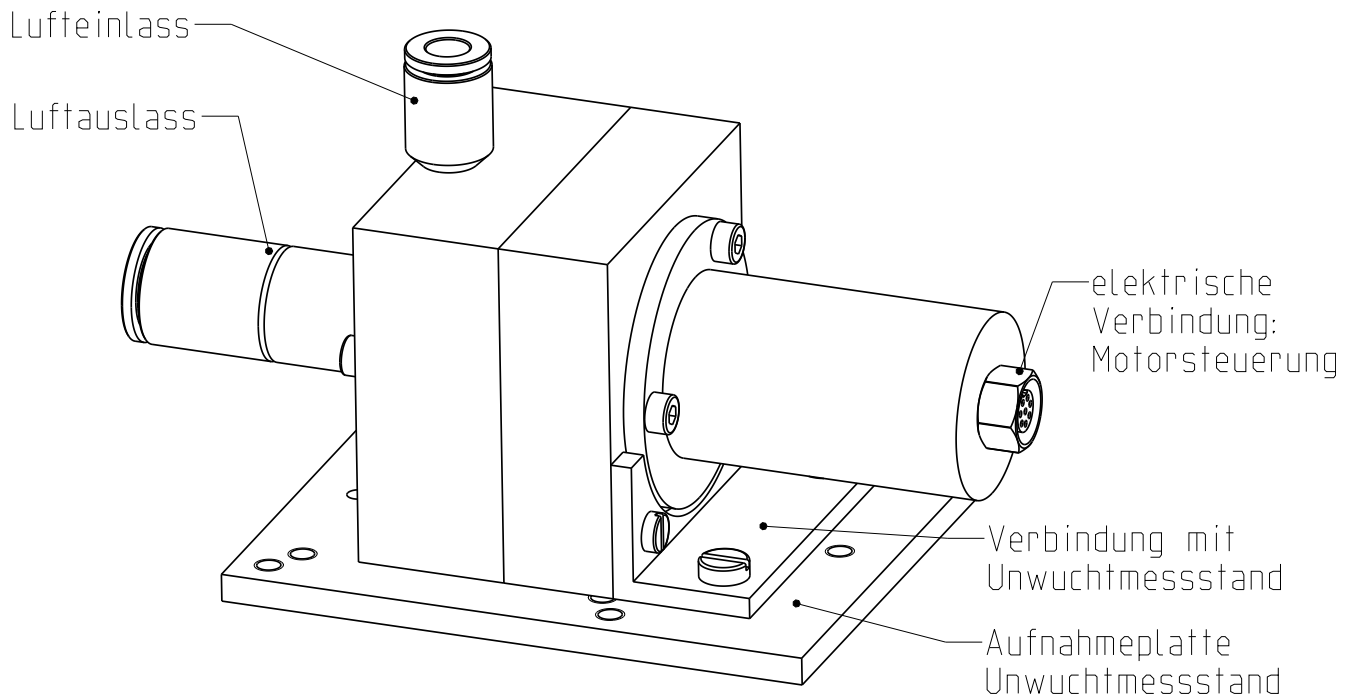


Abbildung 4.17.: Anschlüsse des Turbinen-Generator-Systems: Lufteinlass, Luftauslass, elektrische Verbindung zur Steuerung, mechanische Verbindung mit Unwuchtmessstand. (Zeichnung erstellt mit PTC Creo 3.0.)

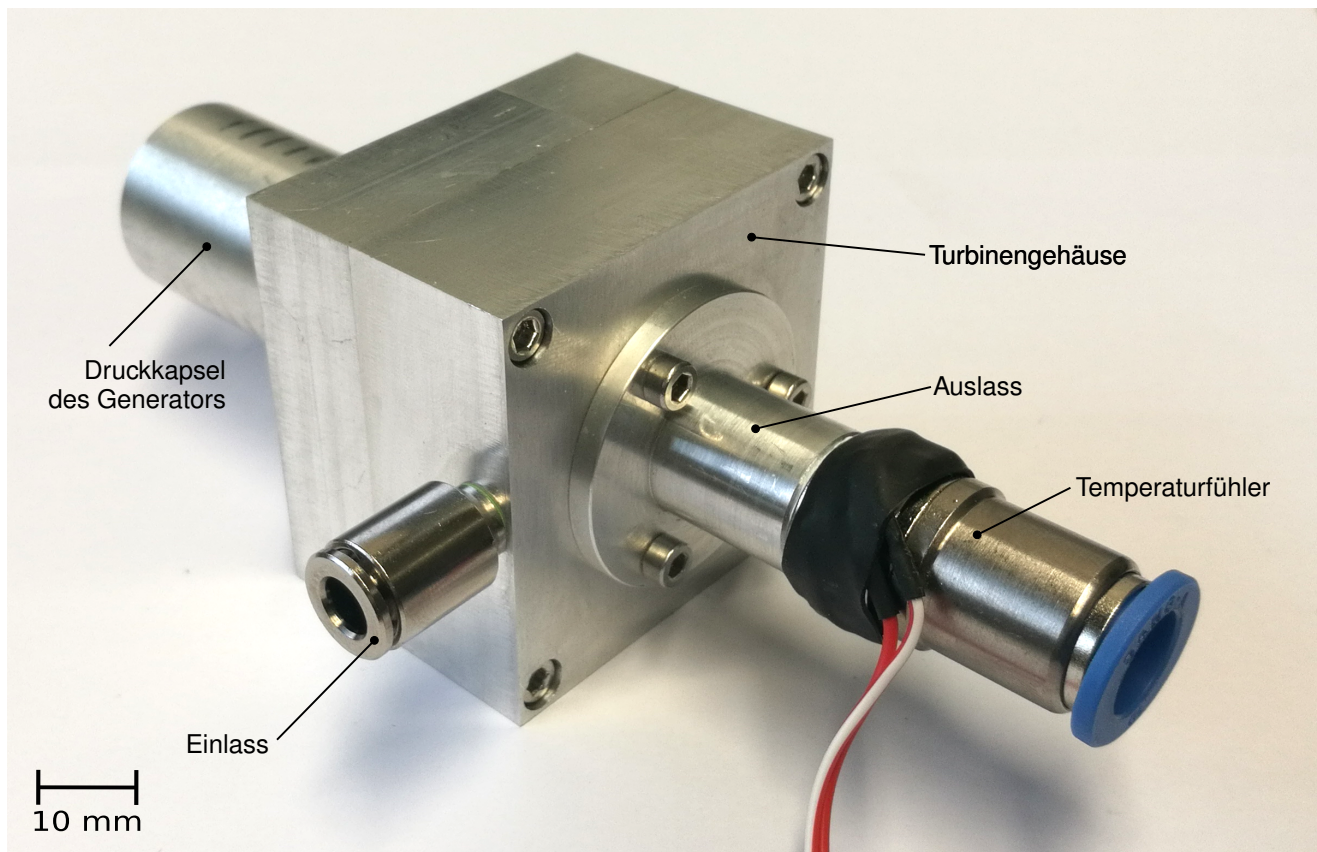


Abbildung 4.18.: Foto des fertig aufgebauten Turbinen-Generator-Systems.

5 Wuchtung des Rotors

Die Thematik der Unwucht des schnell drehenden Rotors ist sowohl für die Langlebigkeit als auch für die Effizienz der Energiewandlung von großer Bedeutung. Durch Unwucht entsteht eine drehzahlabhängige Radialkraft auf die Lagerstellen. Dadurch kommt es zu stärkerem Verschleiß, und das Reibmoment in den Lagerstellen steigt an. Außerdem können die angeregten Schwingungen ein mitunter lautes und potentiell störendes Geräusch hervorrufen.

Im Abschnitt 5.1 „Grundsätzliches zur Unwucht“ werden die Voraussetzungen für die eingehende Analyse des Rotorverbunds im Hinblick auf die Unwucht und deren Ausgleich erläutert. In Abschnitt 5.2 „Analyse des Rotorverbunds“ wird der Rotorverbund hinsichtlich der Anwendungssituation untersucht, und es werden quantitative Angaben zur zulässigen Restunwucht abgeleitet. Eine allgemeine Methodik zur Auslegung von Unwucht-Kompensationsmaßnahmen wird in Abschnitt 5.3 „Methodik zur Dimensionierung der Maßnahmen für den Wuchtausgleich“ hergeleitet und anschließend auf den vorliegenden Fall angewandt. Abschnitt 5.4 „Aufbau und Funktion der Auswuchtmaschine“ beschreibt schließlich den Entwurf und die Verifikation einer Auswuchtmaschine zur Messung und Kompensation der Rotorunwucht.

5.1 Grundsätzliches zur Unwucht

Nach DIN ISO-Definition (DIN ISO 19499:2008-03) ist in einem rotierenden System (Rotor) genau dann eine Unwucht \vec{U} vorhanden, wenn als Folge von nicht ausgeglichenen Fliehkräften Schwingkräfte oder Schwingbewegungen auf die Lager übertragen werden [54–59]. Die Ursache von Unwucht liegt demzufolge in einer fehlerhaften Massenverteilung entlang der Rotationsachse eines Rotors. Beim unwucht-freien Rotor liegt der (Masse-)Schwerpunkt aller Schnittebenen durch den Rotor auf der Drehachse. Wenn im Folgenden eine vektorielle Größe ohne Vektorpfeil dargestellt ist, so ist der Betrag der Größe gemeint.

Jeder Starrkörper K mit einer Gesamtmasse m_g hat einen Schwerpunkt S an der Position \vec{r}_s . Die Lage des Schwerpunkts ist als das mit der Masse gewichtete Mittel der zum Starrkörper gehörenden Ortsvektoren \vec{r} aller Massenelemente dm im Gebiet K definiert [60]. Es gilt

$$\vec{r}_s = \frac{1}{m_g} \int_K \vec{r} dm = \frac{1}{m_g} \int_K \vec{r} \rho(\vec{r}) dV. \quad (5.1)$$

Dabei ist $\rho(\vec{r})$ die Funktion der Verteilung der Dichte im Gebiet K und dV ein Volumenelement des Starrkörpers.

Analog gilt für diskrete Masseverteilungen mit N Einzelmassen m_i an den Positionen \vec{r}_i

$$\vec{r}_s = \frac{1}{m_g} \sum_{i=0}^N \vec{r}_i \cdot m_i. \quad (5.2)$$

Wird ein Starrkörper in eine *freie Rotation* mit der Winkelgeschwindigkeit ω versetzt, liegt der Schwerpunkt immer in der Rotationsachse, um die sich der Körper dreht (vgl. Abb. 5.1a). Auf jedes Massenelement dm bzw. jede Teilmasse m_i wirkt eine Fliehkraft $d\vec{F}$ bzw. \vec{F}_i mit

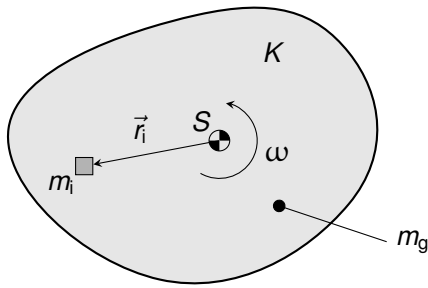
$$\text{im kontinuierlichen Fall: } d\vec{F} = dm \cdot \vec{r} \cdot \omega^2 \quad (5.3a)$$

$$\text{im diskreten Fall: } \vec{F}_i = m_i \cdot \vec{r}_i \cdot \omega^2, \quad (5.3b)$$

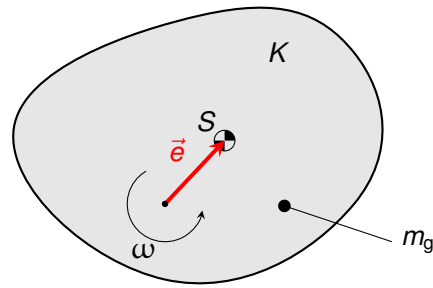
wobei sich alle Fliehkräfte gegenseitig aufheben und von außen nicht messbar sind. Es gilt

$$\text{im kontinuierlichen Fall: } \vec{F} = \int_K d\vec{F} = 0 \quad (5.4a)$$

$$\text{im diskreten Fall: } \vec{F} = \sum_{i=0}^N \vec{F}_i = 0. \quad (5.4b)$$



(a) Freie Rotation



(b) Erzwungene Rotation

Abbildung 5.1.: Ebene Darstellung eines starren Körpers K mit der Gesamtmasse m_g , der mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotiert. Mit S ist der Schwerpunkt des Körpers gekennzeichnet. (a): Freie Rotation um S . Eine Einzelmasse m_i an der Position \vec{r}_i ist exemplarisch dargestellt. (b): Erzwungene Rotation um einen von S verschiedenen Punkt. Die Exzentrizität \vec{e} ist eingezeichnet.

Die Rotation eines Starrkörpers um eine Rotationsachse, die nicht durch den Schwerpunkt S geht, wird *erzwungene Rotation* genannt, siehe Abb. 5.1b. Der Abstand des Schwerpunkts zur Rotationsachse wird als *Schwerpunktexzentrizität* e_s bezeichnet, mit der Position \vec{e} bezüglich der Rotationsachse. In diesem Fall existiert eine äußerlich messbare Fliehkraft

$$\vec{F} = m_g \cdot \vec{e} \cdot \omega^2. \quad (5.5)$$

5.1.1 Arten von Unwucht

In einem mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden System wird durch einen Massedefekt u mit der radialen Lage \vec{r} eine Unwucht \vec{U} hervorgerufen. Es existiert dann eine resultierende Fliehkraft

$$\vec{F}_u = \vec{U} \cdot \omega^2 \quad (5.6)$$

$$\text{mit } \vec{U} = u \cdot \vec{r}. \quad (5.7)$$

Wird der Rotor in n Einzelabschnitte zerteilt und für jeden Abschnitt i der Unwuchtvektor \vec{U}_i gebildet, ergibt sich die resultierende *statische Unwucht*

$$\vec{U}_{\text{ges}} = \sum_{i=0}^n \vec{U}_i. \quad (5.8)$$

Mit \vec{U}_{ges} und einer Gesamtmasse des Rotors m_{Rotor} kann eine Schwerpunktextenzitrität \vec{e} angegeben werden:

$$\vec{e} = \frac{\vec{U}_{\text{ges}}}{m_{\text{Rotor}}} \quad (5.9)$$

Neben der statischen Unwucht gibt es die *Momentenunwucht*. Sie wird durch zwei gleich große gegenüberliegende Unwuchten \vec{U} und $-\vec{U}$ hervorgerufen, welche in zwei verschiedenen Ebenen mit dem axialen Abstand \vec{l}_m liegen. Die statische Unwucht \vec{U}_s dieses Unwuchtpaares beträgt stets 0 g mm, während die Momentenunwucht durch

$$\vec{U}_m = \vec{l}_m \times \vec{U} \quad (5.10)$$

gebildet wird. Sie erzeugt ein umlaufendes Drehmoment M_u , welches sich in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit ω wie folgt berechnen lässt:

$$M_u = |l_m| \cdot |U| \cdot \omega^2 \quad (5.11)$$

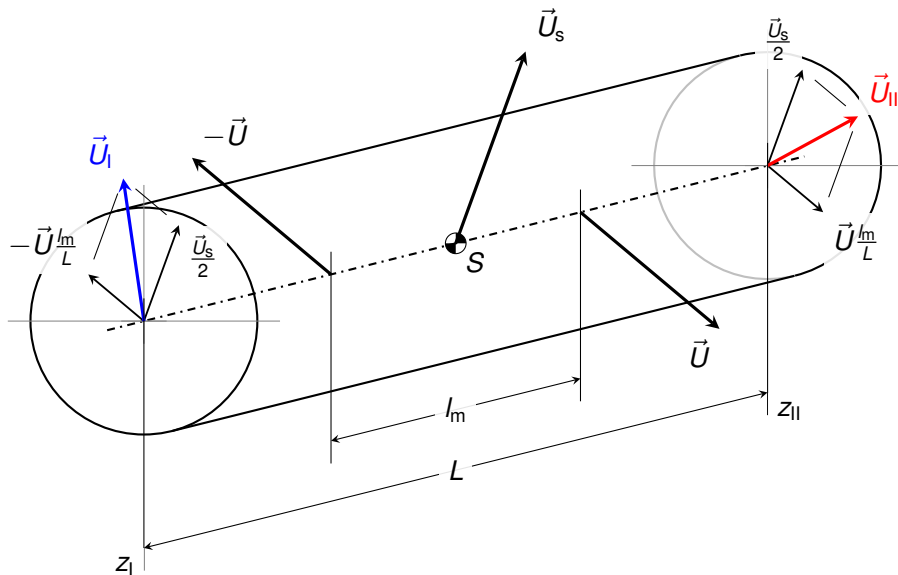


Abbildung 5.2.: Eine Kombination aus einer statischen Unwucht \vec{U}_s und einer Momentenunwucht ($-\vec{U}$, \vec{U}) kann gedanklich in ein dynamisches Unwuchtpaar \vec{U}_I , \vec{U}_{II} auf zwei frei wählbaren Ebenen I und II (hier: symmetrisch an den Positionen z_I und z_{II} um den Schwerpunkt liegend) umgewandelt werden. (Zeichnung nach [54])

Die statische Unwucht \vec{U}_s und die Momentenunwucht (Paar \vec{U} und $-\vec{U}$) bilden zusammen die *dynamische Unwucht*, vgl. Abb. 5.2. Sie beschreibt den allgemeinen Wuchtzustand des Rotors. Angegeben wird sie im

Folgenden durch zwei Unwuchten \vec{U}_I und \vec{U}_{II} , welche auf zwei frei wählbaren Ebenen mit dem Abstand $L = \overline{z_I z_{II}}$ liegen und für die gilt:

$$\vec{U}_I = \vec{U}_s \cdot \frac{\overline{z_I S}}{L} - \vec{U} \cdot \frac{l_m}{L} \quad (5.12a)$$

$$\vec{U}_{II} = \vec{U}_s \cdot \frac{\overline{z_{II} S}}{L} + \vec{U} \cdot \frac{l_m}{L} \quad (5.12b)$$

mit z_I, z_{II} : Lage der Ebenen I und II auf der Rotationsachse

S : Lage des Schwerpunkts

l_m : Abstand zwischen den komplementären Unwuchten der Momentenunwucht

Im Allgemeinen wird zwischen starren und nachgiebigen Rotoren unterschieden. Während die Drehgeschwindigkeit bei starren Rotoren keine Änderung der dynamischen Unwucht (\vec{U}_I und \vec{U}_{II}) zur Folge hat, unterscheidet man bei nachgiebigen Rotoren drei Fälle [54, Kapitel 4]:

- *Plastisches Rotorverhalten* liegt vor, wenn bei hohen Drehzahlen plastische Verformungen auftreten und hierdurch der Wuchtzustand verändert wird. Dies tritt beispielsweise beim Setzen von Wicklungen von Elektromotoren auf. Durch einen einmaligen Schleudervorgang oberhalb der Betriebsdrehzahl kann dieser Vorgang erzwungen werden, wonach sich anschließend ein starres Rotorverhalten ergibt.
- *Körperelastisches Rotorverhalten* tritt auf, wenn sich Teilmassen, welche sich nicht nahe der Drehachse befinden, aufgrund von Fliehkräften elastisch verschieben. Die Unwucht des Rotors steigt daher stetig mit der Drehzahl.
- *Wellenelastisches Rotorverhalten* unterscheidet sich von körperelastischem Verhalten durch die Beschränkung auf die Verlagerung von Massen nahe der Rotationsachse. Dies entspricht beispielsweise einer Durchbiegung der Welle. Wird die Drehzahl gesteigert, treten sogenannte biegekritische Drehzahlen auf, bei denen diese Verlagerung maximal wird. Dieses Verhalten ist mit einer Schwingungsresonanz vergleichbar. Oberhalb einer biegekritischen Drehzahl nimmt die Verschiebung wieder ab, wobei weitere kritische Drehzahlen existieren können.

Im Falle von körper- oder wellenelastischem Rotorverhalten kommt es zu einer Änderung der dynamischen Unwucht, welche von der Drehzahl des Rotors abhängt. Hierdurch kann es nötig werden, die Toleranzgrenzen für die zulässige Restunwucht herabzusetzen oder weitere Auswuchtebenen zu definieren, vgl. [54, Kapitel 6].

5.1.2 Zulässige Restunwucht

Je größer die Rotormasse ist, desto größer darf gemeinhin auch die zulässige Unwucht sein. Daher wird die zulässige Restunwucht U_{zul} auf die Rotormasse m bezogen [54]. Die zulässige bezogene Unwucht e_{zul} wird wie folgt berechnet:

$$e_{zul} = \frac{U_{zul}}{m_{Rotor}} \quad (5.13)$$

Das Ergebnis e_{zul} entspricht der zulässigen Schwerpunktexzentrizität des Rotors und wird in der Regel in μm oder g mm/kg angegeben. In realen Anwendungen zeigt sich, dass sich die bezogene zulässige Restunwucht für gleichartige Rotoren meist umgekehrt proportional zur Rotordrehzahl verändert. Dieser Zusammenhang wird durch den Ausdruck

$$e_{\text{zul}} \cdot \omega = \text{const.} \quad (5.14)$$

angegeben [54]. Er beschreibt die Bahngeschwindigkeit des Rotorschwerpunkts und wird meist in mm/s angegeben.

Zur Einordnung der Anforderungen an die Wuchtgüte von Rotoren werden Auswucht-Gütestufen G festgelegt [57]. Diese Gütestufen werden entsprechend des Betrags von $e_{\text{zul}} \cdot \omega$ definiert und in mm/s angegeben. Ein zulässiger Wert von $6,3 \text{ mm/s}$ entspricht also der Gütestufe $G 6,3$. Für die detaillierte Beschreibung der allgemeinen Vorgehensweise für die Auswuchtung von starren und nachgiebigen Rotoren sei auf die Normen [55] bzw. [57–59] verwiesen.

5.1.3 Wuchtausgleich

Die im Rotor vorhandene dynamische Unwucht muss zum Erreichen der geforderten Wuchtgüte ausgeglichen werden. Um eine bestehende Unwucht auszugleichen, gibt es zwei mögliche Verfahren: *Wuchtzentrieren* und *Verlagern der Massenträgheitsachse*. Beim Wuchtzentrieren wird die Rotationsachse gezielt so verlagert, dass sie mit der Massenträgheitsachse in Deckung gebracht wird. Anschließend werden in dieser Lage Zentrierbohrungen angebracht, um die neue Lage der Rotationsachse zu fixieren. Dieses Verfahren wird unter anderem bei Kubelwellen von Verbrennungsmotoren angewandt [54].

Beim Verlagern der Massenträgheitsachse wird diese durch Abtragen, Verlagern oder Zusetzen von Material mit der Rotationsachse in Deckung gebracht. Dieser Ausgleich kann in der Regel nur an hierfür vorgesehenen Stellen des Rotors geschehen. Ziel ist dabei stets, die bestehenden Unwuchtvektoren bezogen auf die Ausgleichsebenen zu kompensieren, indem ein auf den Winkel bezogen entgegengesetzter Ausgleich vorgenommen wird. Bei starren Rotoren müssen bei vorhandener Momentenunwucht hierfür mindestens zwei Ausgleichsebenen gewählt werden (Abbildung 5.2). Ein Beispiel hierfür ist das Wuchten von Kraftfahrzeugrädern mittels außen und innen an der Felge angebrachter Auswuchtmassen.

Für die Verlagerung der Massenträgheitsachse bestehen zahlreiche Möglichkeiten, welche in die drei Hauptgruppen *Abtragen*, *Verlagern* und *Zusetzen* unterteilt werden. Nachfolgend ist ein Auszug aus [54, Kapitel 12] gegeben:

Abtragen

Ausbohren, Abfräsen, Abschleifen, Abhobeln, Abschneiden, Abtragen durch Strahlen

Verlagern

Radiusänderung durch Hinein- und Herausschrauben, Verschieben von zwei gleich großen Massen in einer Ringnut, Verdrehen von zwei gleich großen Exzentern an jedem Wellenende des Rotors

Zusetzen

Einsetzen von Stiften (Schrauben, ...), Aufschweißen, Auflöten, Aufspritzen, Aufkleben, Auftragen von Kittmasse (aushärtend)

5.2 Analyse des Rotorverbunds

Im Folgenden wird der in Unterunterabschnitt 4.1.2 beschriebene Rotor hinsichtlich der Unwuchtsituation analysiert. Die in diesem Abschnitt gezeigten Betrachtungen und Analysen bauen auf den Ergebnissen der Masterarbeit von Florian Klug auf [61].

Als Grundlage für die Analyse wird eine maximale Drehzahl von $60\,000\text{ min}^{-1}$ angenommen. Das Masse des Rotors wird mit maximal 20 g abgeschätzt, wobei die Welle des Generators inbegriffen ist. Eine Wuchtgüte $G\,2,5$ sollte nach [57] mindestens erreicht werden (Empfehlung für Gasturbinen, Dampfturbinen und Computer-Laufwerke). Aus dieser Anforderung resultiert eine maximale zulässige Restunwucht von

$$|\vec{U}_{\text{zul}}| = U_{\text{zul}} = \frac{G \cdot m_{\text{Rotor}}}{\omega} = \frac{2,5\text{ mm/s} \cdot 20\text{ g}}{2\pi \cdot 1000\text{ 1/s}} = 0,008\text{ g} \cdot \text{mm}. \quad (5.15)$$

Dieser Wert entspricht einer zulässigen Rotorexzentrizität von $e_{\text{zul}} = 0,40\text{ }\mu\text{m}$. Wegen dieses geringen Werts kommt aufgrund der im Datenblatt des ECX-Generators angegebenen Rundlaufgenauigkeit von bis zu $20\text{ }\mu\text{m}$ einzig das Auswuchten im voll montierten Zustand in Betracht. Ein solcher Auswuchtvorgang wird als *Betriebsauswuchten* bezeichnet. Ein mögliches Radialspiel der Lagerung wird durch werksseitig axial vorgespannte Kugellager ausgeschlossen [51].

Die messtechnische Bestimmung der Rundlaufgenauigkeit des vorliegenden Generators zeigt eine Exzentrizität der Generatorwelle von $e_{\text{Welle}} = 8\text{ }\mu\text{m}$. Selbst mit einem vollständig unwuchtfreien Rotor ließe sich auf dieser Welle nach Gleichung 5.16 nur noch eine Wuchtgüte von $G\,50$ erreichen.

$$G = e_{\text{Welle}} \cdot \omega = 8\text{ }\mu\text{m} \cdot 2\pi \cdot 1000\text{ 1/s} \approx 50\text{ }\frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (5.16)$$

Bei einer Turbinenläufermasse $m_{\text{Turbine}} = 15\text{ g}$ kommt durch die Exzentrizität ein Unwuchtanteil von

$$|\vec{U}_{\text{Ex}}| = 8\text{ }\mu\text{m} \cdot 15\text{ g} = 120\text{ mg mm} \quad (5.17)$$

zustande.

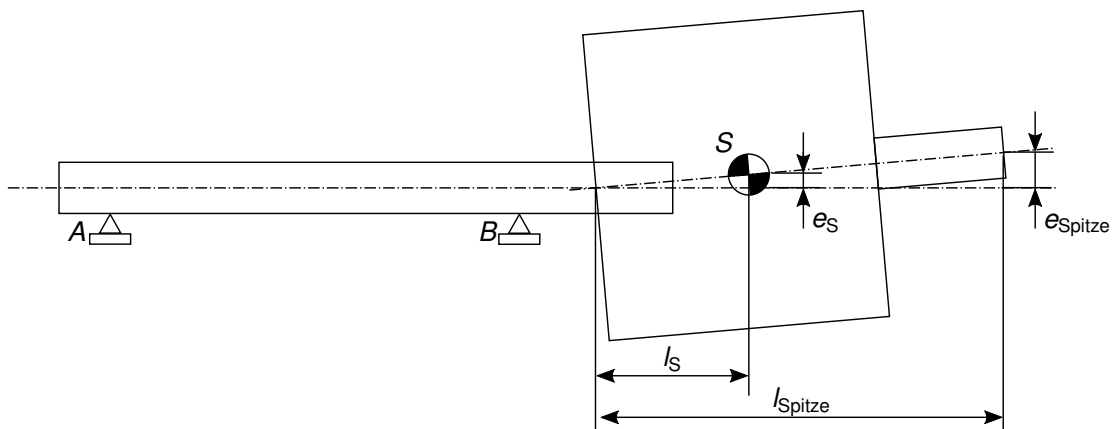


Abbildung 5.3.: Ein Fluchtungsfehler bei der Montage des Rotorpakets erzeugt eine Schwerpunktexzentrizität, welche gleichbedeutend mit einer statischen Unwucht ist. Diese lässt sich anhand von Gleichung 5.18 und 5.19 berechnen.

Ein Fluchtungsfehler zwischen Generatorachse und der Achse des zusammengebauten Turbinenläufers erzeugt eine weitere Unwucht $|\vec{U}_{\text{Achse}}|$, deren Betrag abgeschätzt werden kann (s. Abbildung 5.3). Wird angenommen, dass durch den Fluchtungsfehler ein Rundlauffehler von $e_{\text{Spitze}} = 40 \mu\text{m}$ entsteht, dann ergibt sich für die Verschiebung des Schwerpunkts des Turbinenläufers folgender Wert:

$$\begin{aligned} e_S &= e_{\text{Spitze}} \cdot \frac{l_S}{l_{\text{Spitze}}} \\ &= 40 \mu\text{m} \cdot \frac{7,5 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 12 \mu\text{m}. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Die daraus resultierende Unwucht aufgrund des Fluchtungsfehlers beträgt

$$|\vec{U}_{\text{Achse}}| = 12 \mu\text{m} \cdot 15 \text{ g} = 180 \text{ mg mm}. \quad (5.19)$$

Die maximal zu erwartende Unwucht $|\vec{U}_x|$ wird als Summe von $|\vec{U}_{\text{Ex}}|$ und $|\vec{U}_{\text{Achse}}|$ abgeschätzt:

$$\begin{aligned} |\vec{U}_x| &= |\vec{U}_{\text{Ex}}| + |\vec{U}_{\text{Achse}}| \\ &= 300 \text{ mg mm} \end{aligned} \quad (5.20)$$

Hierdurch wird die Notwendigkeit des Betriebsauswuchtens bestätigt, da die nötige Wuchtgüte G 2,5 aufgrund der Exzentrizität der Generatorwelle und des Fluchtungsfehlers durch die Montage nicht erreichbar ist. Im fertig montierten Zustand können diese Einflüsse mit berücksichtigt und durch Ausgleichmaßnahmen kompensiert werden.

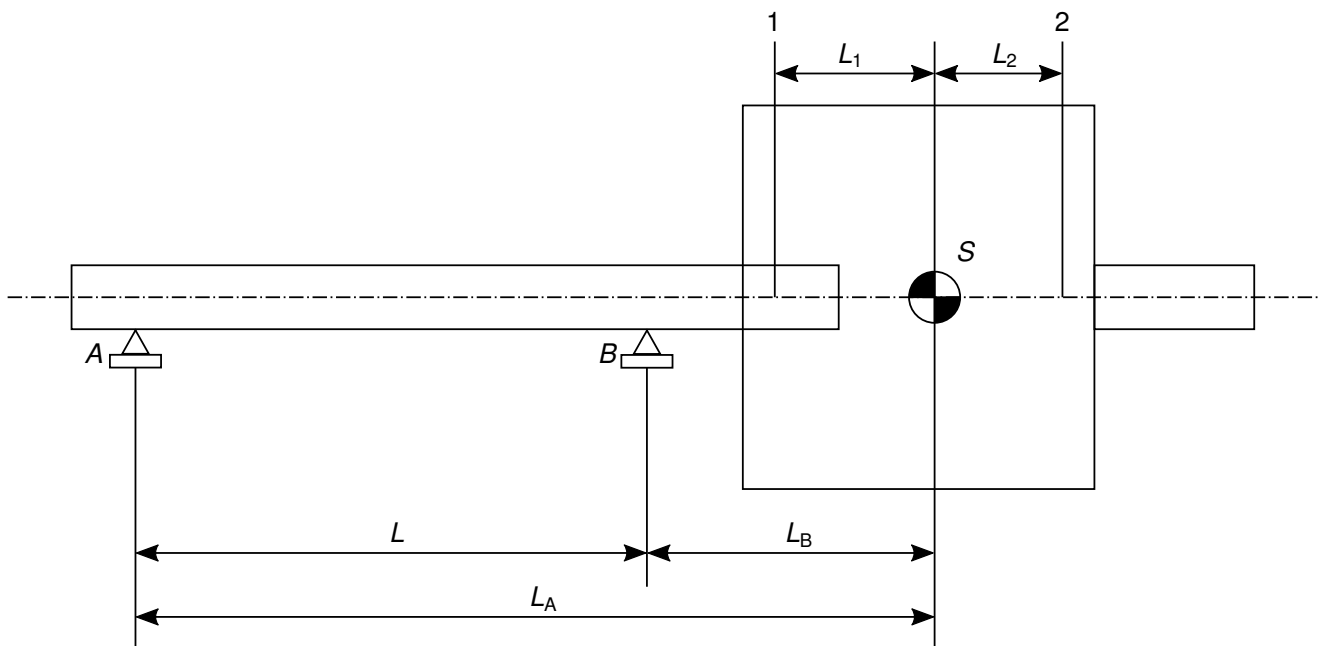


Abbildung 5.4.: Lagerung des Rotorverbunds: Entsprechend der einseitigen fliegenden Lagerung (auch: Außenbord-Lagerung) wird U_{zul} zur Ermittlung der Lagerkräfte F_A und F_B auf die Lagerstellen A und B aufgeteilt. Die zulässige Restunwucht teilt sich analog auf die Wuchtebenen 1 und 2 auf. Der Rotorschwerpunkt S stellt für die Abstände L_A , L_B , L_1 und L_2 den Bezug dar.

Zur Abschätzung der auftretenden Lagerreaktionskräfte bei der zulässigen Restunwucht $U_{zul} = 8 \text{ mg mm}$ wird die Einbaulage des Rotors bezüglich der Lagerungen betrachtet. Die Montage des Turbinenrotors auf die Generatorwelle führt im Verbund zum *Außenbord-Rotor* (vgl. Abbildung 5.4). Dieser ist dadurch gekennzeichnet, dass der Schwerpunkt des Rotorverbunds nicht zwischen den Lagerstellen, sondern daneben liegt, der Rotor ist also einseitig fliegend gelagert. Da die zulässigen Kräfte in der Regel ausgehend von den Lagern definiert werden müssen, wird in [57] dringend empfohlen, die Toleranzebenen in die Lagerebenen zu legen. Nach [54] sollte die zulässige Restunwucht dann im Verhältnis der Abstände des Schwerpunkts zu den Lagerstellen auf die Toleranzebenen aufgeteilt werden (Gleichung 5.21).

$$U_{zul, A} = U_{zul} \cdot \frac{L_A}{L} \quad (5.21a)$$

$$U_{zul, B} = U_{zul} \cdot \frac{L_B}{L} \quad (5.21b)$$

Wird die zulässige Unwucht im Schwerpunkt $U_{zul} = 8 \text{ mg mm}$ auf die Lagerebenen A und B übertragen, so erhält man für einen Rotor, der gerade die zulässige Unwucht U_{zul} aufweist

$$U_{zul, A} = 11,2 \text{ mg mm} \quad (5.22a)$$

$$\text{und } U_{zul, B} = 3,2 \text{ mg mm}. \quad (5.22b)$$

Dies entspricht mit Gleichung 5.6 den radialen Lagerkräften

$$F_A = 0,442 \text{ N} \quad (5.23a)$$

$$\text{und } F_B = 0,126 \text{ N}. \quad (5.23b)$$

Die so errechneten Lagerkräfte liegen laut Datenblatt im tolerierbaren Bereich des Generators, siehe [51].

Die Aufteilung von U_{zul} auf die Wuchtebenen 1 und 2 erfolgt analog mit den Abständen des Schwerpunkts zu den Ebenen 1 und 2:

$$U_{zul, 1} = U_{zul} \cdot \frac{L_2}{L_1 + L_2} = 3,12 \text{ mg mm} \quad (5.24a)$$

$$U_{zul, 2} = U_{zul} \cdot \frac{L_1}{L_1 + L_2} = 4,88 \text{ mg mm} \quad (5.24b)$$

5.3 Methodik zur Dimensionierung der Maßnahmen für den Wuchtausgleich

Die in Abschnitt 5.1.3 beschriebenen Ausgleichsmethoden lassen sich in reversible und irreversible Verfahren gliedern. Aufgrund der Anzahl verschiedener Rotorkonfigurationen (vgl. Tabelle 6.2, Seite 84) werden irreversible Verfahren ausgeschlossen. Dadurch scheiden alle Verfahren aus der Kategorie *Abtragen* aus. Zusätzlich soll das Verfahren kontinuierlich sein und nicht nur den Ausgleich diskreter, also in

Betrag und Winkel festgelegter Unwuchten erlauben. Die Verfahren der Kategorie *Zusetzen* sind daher ebenfalls nicht geeignet, da der Ausgleich nur in diskreten Schritten erfolgen kann.

Unter der Randbedingung, dass das gewählte Verfahren Unwuchten von bis zu 300 mg mm ausgleichen kann, kommen einzig die *verlagernden* Verfahren infrage. Hier fällt die Wahl auf die Radiusänderung von beweglichen Auswuchtmassen. Eine mögliche Realisierung ist eine Anzahl von radialen Gewindebohrungen, in denen Madenschrauben als *Auswuchtmassen* platziert und radial verschoben werden können. Im Folgenden wird dieses Verfahren eingehend analysiert und eine Methodik für die Dimensionierung ausgearbeitet. Dabei wird zunächst allgemein hergeleitet, welche Unwucht durch das Verschieben von $N \geq 3$ radial gleichverteilten Massen in einem Bereich zwischen r_{\min} und r_{\max} kompensierbar ist. Anschließend wird die Methodik auf den vorliegenden Fall der miniaturisierten Scheibenläuferturbine bezogen und eine Dimensionierung unter Einbeziehung der gewählten Wuchtgüte durchgeführt.

Erreichbare Unwucht durch radiale Massenverschiebung

Wird ein vollkommen ausgewuchtetes Rotorteilsystem A mit der Masse $m_A = m_{\text{fest}} + m_a$ betrachtet, welches eine Vorrichtung zur radialen Verschiebung einer Teilmasse m_a aufweist, so kann durch die Änderung der Position dieser Teilmasse um $\Delta \vec{r}_A$ eine Schwerpunktexzentrizität \vec{e}_A und damit eine definierte Unwucht \vec{U}_A hervorgerufen werden:

$$\vec{e}_A = \frac{\Delta \vec{r}_A \cdot m_a}{m_{\text{fest}} + m_a} \quad (5.25)$$

$$\text{und } \vec{U}_A(\Delta \vec{r}_A) = \Delta \vec{r}_A \cdot m_a \quad (5.26)$$

Wenn das Teilsystem A auf einem Rotor mit der Unwucht \vec{U}_x nun so gedreht wird, dass \vec{U}_x und \vec{U}_A um 180° zueinander verschoben sind und durch Einstellung von $\Delta \vec{r}_A$ die Beträge abgeglichen werden, ist die Unwucht \vec{U}_x vollständig kompensiert. Bei diesem Vorgang ist $|\vec{U}_A|$ konstruktiv durch $r_{\min} > 0$ und $r_{\max} < \infty$ beschränkt. Der Unwuchtbereich, der durch die Massenverschiebung ausgeglichen werden kann, wird also durch r_{\min} , r_{\max} und m_a definiert.

Wird der Rotor nun um ein zu A identisches Teilsystem B ergänzt, welches zu A um 90° verdreht montiert ist, ergibt sich durch Addition eine resultierende Unwucht

$$\vec{U}_{\text{res}}(\Delta \vec{r}_A, \Delta \vec{r}_B) = \vec{U}_A + \vec{U}_B. \quad (5.27)$$

Möchte man nun die Menge aller durch diese Vorrichtung kompensierbarer Unwuchten bestimmen, bietet sich die Minkowski-Summe an [62]. Sie beschreibt die Addition zweier Teilmengen eines Vektorraums, wobei die Ergebnismenge alle Summen von je einem Element der ersten und der zweiten Teilmenge enthält:

$$A \oplus B := \{a + b : a \in A, b \in B\} \quad (5.28)$$

Die Menge A_i aller einstellbaren Unwuchten durch Verschiebung der Masse m_i kann wie folgt definiert werden:

$$A_i = m_i \cdot (\vec{r}_{i,\min} + t \cdot (\vec{r}_{i,\max} - \vec{r}_{i,\min})) \text{ mit } t \in [0, 1] \quad (5.29)$$

Da im hier vorliegenden Fall alle Elemente von A_i auf einer geraden Linie zwischen den Endpunkten $\vec{U}_{i,\min}$ und $\vec{U}_{i,\max}$ liegen, kann die Menge auch durch einen Vektor $\vec{U}_{i,\text{diff}}$ ausgedrückt werden:

$$\begin{aligned}\vec{U}_{i,\text{diff}} &= \vec{U}_{i,\max} - \vec{U}_{i,\min} \\ &= m_i \cdot (\vec{r}_{i,\max} - \vec{r}_{i,\min})\end{aligned}\quad (5.30)$$

Bildet man die Minkowski-Summe zweier solcher Vektoren, so erhält man ein Parallelogramm, welches alle durch zwischen 0 und 1 skalierte Kombinationen der beiden Vektoren erreichbaren Punkte enthält. Eine grafische Darstellung hiervon ist in Abbildung 5.5 gezeigt.

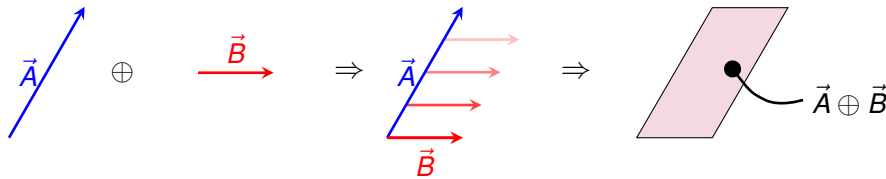


Abbildung 5.5.: Die Minkowski-Summe zweier Vektoren in \mathbb{R}^2 ergibt ein Parallelogramm, welches all jene Punkte in \mathbb{R}^2 enthält, die durch zwischen 0 und 1 skalierte Kombinationen der Vektoren erreichbar sind.

Das Ergebnis der Minkowski-Summe beider Vektoren $\vec{U}_{A,\text{diff}}$ und $\vec{U}_{B,\text{diff}}$ ist im eingangs beschriebenen Szenario somit die Menge aller erreichbaren Unwuchtkombinationen durch Verschiebung der Massen m_a und m_b . Wird das System nun so aufgebaut, dass die Unwucht eines Teilsystems bei mittiger Position der Masse Null ergibt, erhält man den in Abbildung 5.6 gezeigten Bereich erreichbarer Unwuchten.

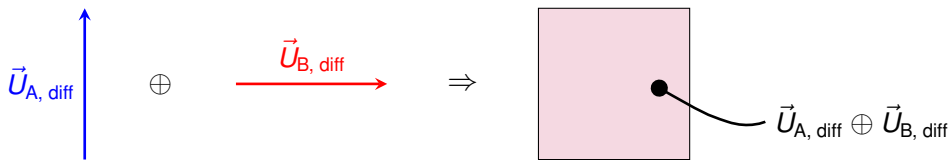


Abbildung 5.6.: Die Minkowski-Summe der Vektoren $\vec{U}_{A,\text{diff}}$ und $\vec{U}_{B,\text{diff}}$ ergibt die Menge aller erreichbaren Unwuchtkombinationen im oben beschriebenen Beispiel.

Wird das Beispiel um ein weiteres Teilsystem C ergänzt, dessen Masse auf einer um 45° zu A gedrehten Linie verschiebbar ist, ergibt sich das in Abbildung 5.7 dargestellte Sechseck.

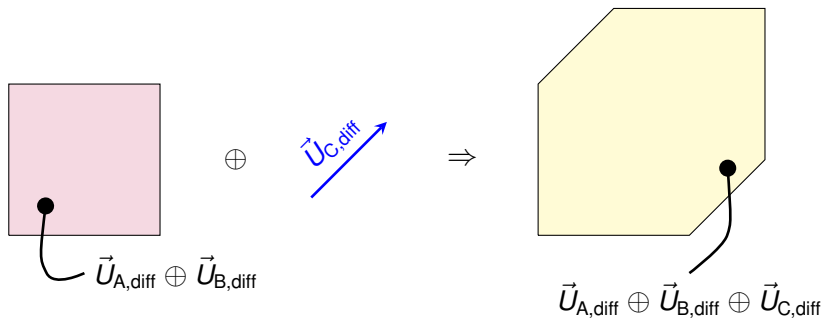


Abbildung 5.7.: Wird das Beispiel um einen dritten Vektor $\vec{U}_{C,\text{diff}}$ erweitert, ergibt sich ein Sechseck als Bereich der kompensierbaren Unwuchten. Die Erweiterung der Fläche kann als „Entlangfahren“ des zweiten Summanden am Rand des ersten Summanden interpretiert werden.

Im Allgemeinen entsteht durch die Minkowski-Summe von N nicht-kollinearen Vektoren immer ein konvexes $2N$ -Eck.

Allgemeiner Entwurf der Konstruktion von Unwuchtkorrektureinheiten für kleine Rotoren

In diesem Abschnitt wird eine allgemeine Herangehensweise für den Entwurf von Unwuchtkorrektureinheiten für kleine Rotoren unter Verwendung des Verfahrens der radialen Massenverschiebung beschrieben. Das Ziel ist eine Methode für die geeignete Wahl von Anzahl und Größe der Massen, sowie des Bereichs, auf dem sie verschoben werden können.

Es wird im Folgenden von einem zylindrischen Bauraum ausgegangen, dessen Durchmesser groß gegenüber seiner Dicke ist. Mittig im Bauraum liegt ein weiterer zylindrischer Bereich, der nicht genutzt werden kann. In Abbildung 5.8 ist dies dargestellt. Die N Massen sind in den verschiedenen Entwürfen immer in gleichmäßigen Winkelschritten verteilt, gleich groß und jeweils zwischen r_{\min} und r_{\max} verschiebbar.

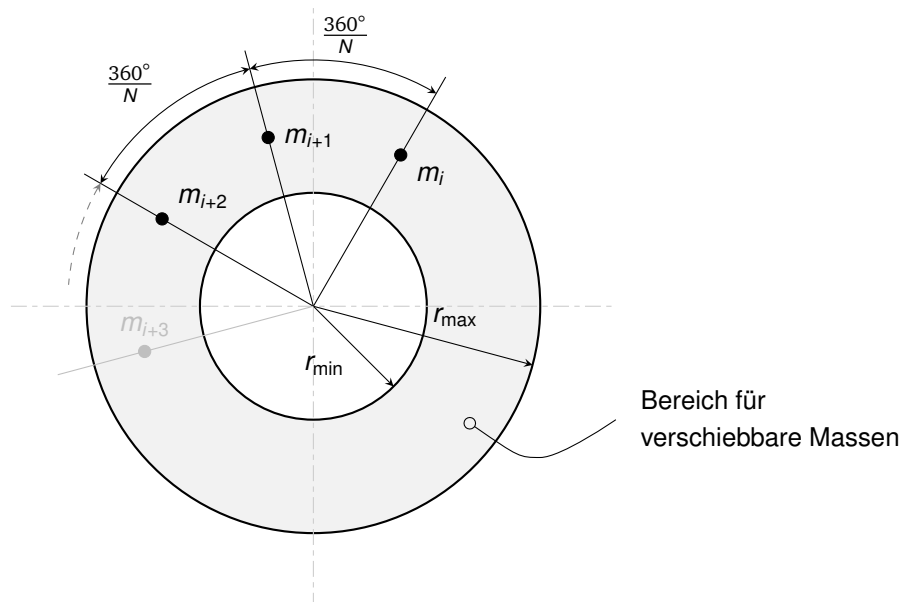


Abbildung 5.8.: Bauraum für die Unwuchtkorrektureinheiten: N Massen m_i sind gleichmäßig auf einem Zylinderring verteilt.

Die Menge aller erreichbaren Unwuchtvektoren der Korrektoreinheit lässt sich erweitern, indem man zulässt, dass die Massen in allen möglichen Kombinationen entnommen werden dürfen. Für den Fall $N = 3$ ergeben sich dadurch insgesamt $2^N = 8$ Kombinationen (vgl. Tabelle 5.1). Abbildung 5.9 zeigt die möglichen Kombinationen in einem gemeinsamen Diagramm. Liegt eine gemessene Unwucht in einem der Bereiche aus Abbildung 5.9b, kann sie durch die Wahl einer geeigneten Kombination und Lage der Auswuchtmassen vollständig kompensiert werden. Dabei stellen die Kombinationen ④, ⑥ und ⑦ genau die Einzelfreiheitsgrade der Auswuchtmassen dar, da in diesen Fällen alle jeweils anderen Massen nicht eingesetzt sind. Die anderen Bereiche lassen sich wie oben gezeigt als Kombination zweier oder mehrerer Einzelfreiheitsgrade konstruieren.

Durch die Normierung auf eine Rotormasse von 1 kg und einen Radius von 1 m und die Normierung der Auswuchtmassen auf die Rotormasse ist die Darstellung unabhängig von der realen Ausgestaltung. Der

Tabelle 5.1.: Kombinationen von Auswuchtmassen in der Korrektureinheit für $N = 3$ Auswuchtmassen.

○: Auswuchtmasse eingesetzt; ●: Auswuchtmasse herausgenommen.

Kombination	Auswuchtmasse 1	Auswuchtmasse 2	Auswuchtmasse 3	Form der Minkowski-Summe
①	○	○	○	Sechseck
②	○	○	●	Parallelogramm
③	○	●	○	Parallelogramm
④	○	●	●	Linie
⑤	●	○	○	Parallelogramm
⑥	●	○	●	Linie
⑦	●	●	○	Linie
⑧	●	●	●	Punkt

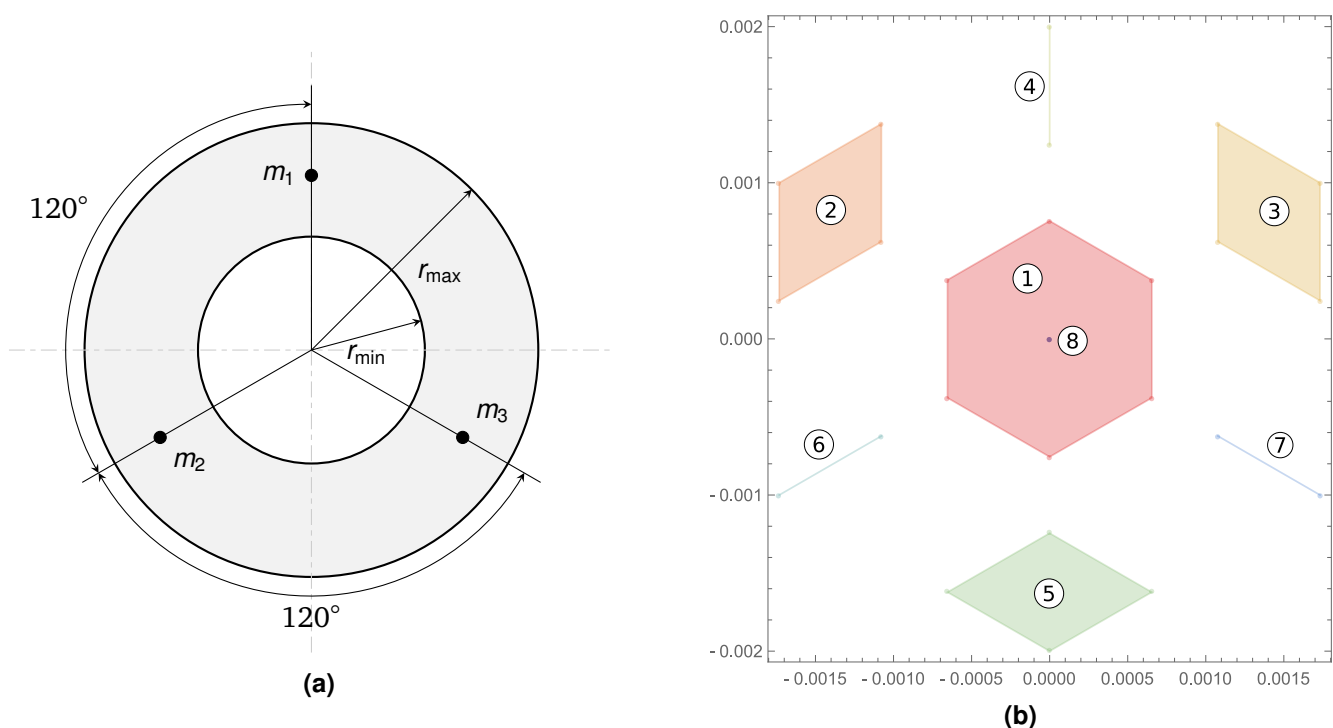


Abbildung 5.9.: (a): Schematische Darstellung einer Korrektureinheit mit $N = 3$ Auswuchtmassen. (b): Berechnete Darstellung der acht Kombinationen aus Tabelle 5.1 für eine Korrektureinheit mit $N = 3$ Auswuchtmassen. Die Zahlenwerte sind normiert dargestellt ($r_{\max} = 1$ m und $m_{\text{Rotor}} = 1$ kg). Die Masse je Auswuchtmasse ist auf $m_i = 0,002 \cdot m_{\text{Rotor}}$ festgelegt.

Abstand eines Bereichs zum Mittelpunkt entspricht hierdurch einer normierten Unwucht $|\vec{U}_{\text{norm}}|$ mit der Einheit 1.

Abbildung 5.10 zeigt für den Fall $N = 3$, wie sich eine Variation von r_{\min} auf die Bereiche der kompensierbaren Unwucht auswirkt. Setzt man $r_{\min} = r_{\max}$ (vgl. Abbildung 5.10a), so sind lediglich acht diskrete Unwuchtwerte erreichbar, da keine Verstellmöglichkeit existiert (die Kombinationen 1 und 8 aus Tabelle 5.1 sind in diesem Fall identisch). Je kleiner r_{\min} werden darf, desto größer werden die einzelnen Bereiche, bis schließlich der zentrale Bereich die anderen Bereiche vollständig überdeckt (vgl. Abbildung 5.10f).

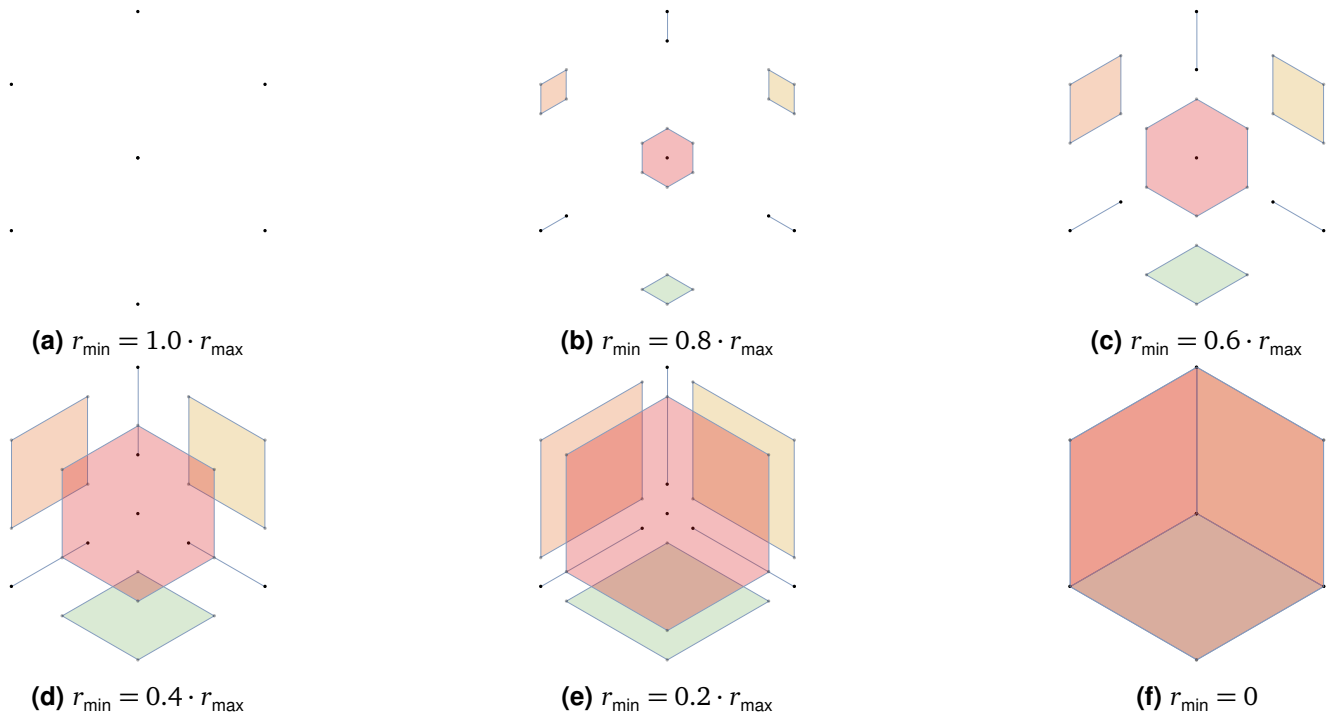


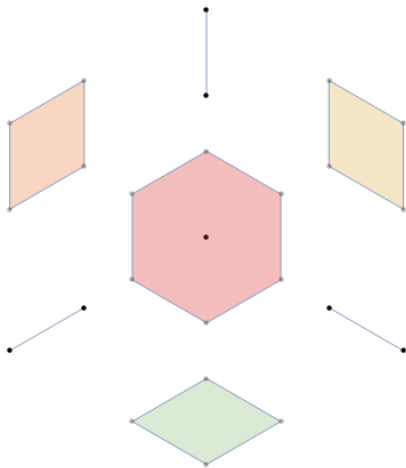
Abbildung 5.10.: Berechnete Bereiche der kompensierbaren Unwucht für verschiedene r_{\min} bei $N = 3$ Auswuchtmassen. Je kleiner r_{\min} wird, desto größer werden die Bereiche kompensierbarer Unwucht.

Wird die Anzahl der verschiebbaren Massen erhöht, so ergeben sich durch die wachsende Anzahl von Kombinationen der Entnahme zunehmend aufwändige Muster von erreichbaren Unwuchten. In Abbildung 5.11 sind Varianten für $N = 3$ bis 8 gezeigt. Die Zahl der Kombinationen wächst mit 2^N exponentiell.

Je größer die Anzahl verschiebbarer Massen N wird, desto größer wird auch die maximal kompensierbare Unwucht $U_{\text{komp, max}}$ (vgl. Abbildung 5.12). In Tabelle 5.2 wird $U_{\text{komp, max}}(N)$ auf $U_{\text{komp, max}}(3)$ normiert und stellt so die Vergrößerung gegenüber dem Fall $N = 3$ dar.

Tabelle 5.2.: Auf den Fall $N = 3$ normierte maximal kompensierbare Unwucht für eine variable Anzahl Massen mit jeweils identischem Wert, vgl. Abbildung 5.12.

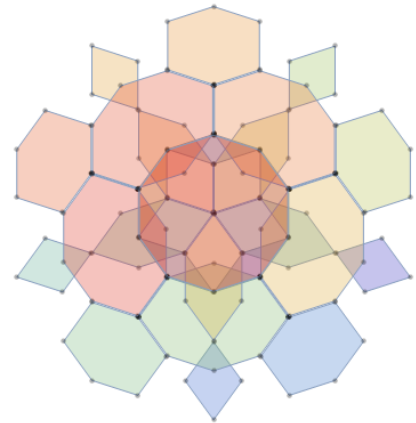
N	$\frac{U_{\text{komp, max}}(N)}{U_{\text{komp, max}}(3)}$
3	100 %
4	141 %
5	162 %
6	200 %
7	225 %
8	261 %



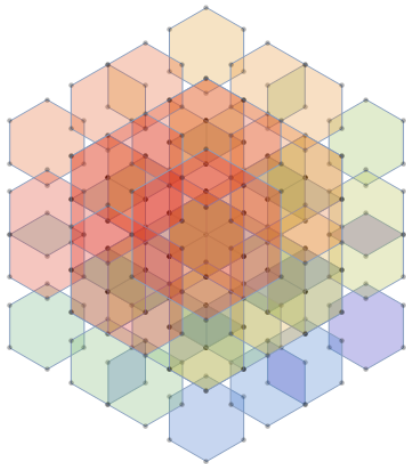
(a) $N = 3$; 8 Bereiche



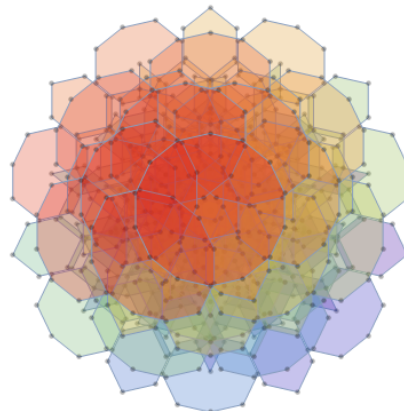
(b) $N = 4$; 16 Bereiche



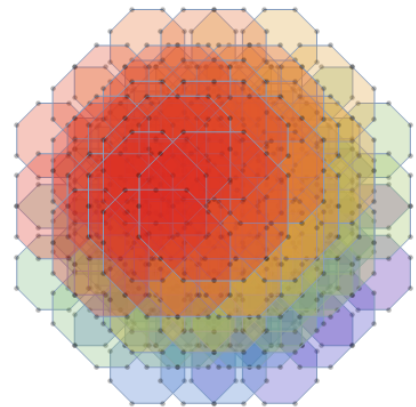
(c) $N = 5$; 32 Bereiche



(d) $N = 6$; 64 Bereiche

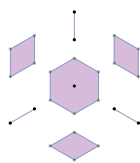


(e) $N = 7$; 128 Bereiche

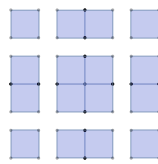


(f) $N = 8$; 256 Bereiche

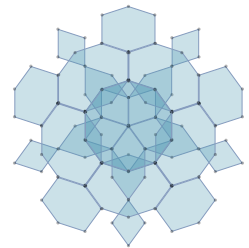
Abbildung 5.11.: Vergleichende Darstellung der berechneten kompensierbaren Unwuchtbereiche bei veränderlicher Anzahl von verschiebbaren Massen und $r_{\min} = 0,62 \cdot r_{\max}$. In den Darstellungen entspricht jede einzelne Fläche, Linie oder Punkt einer der 2^N Minkowski-Summen durch die möglichen Kombinationen von an- und abwesenden Auswuchtmassen.



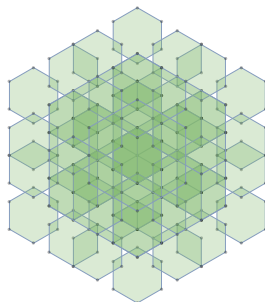
(a) $N = 3$



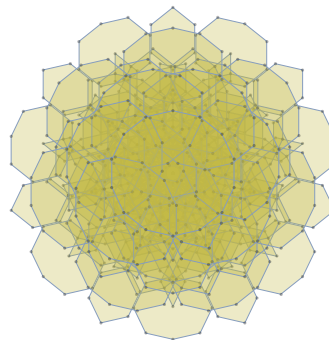
(b) $N = 4$



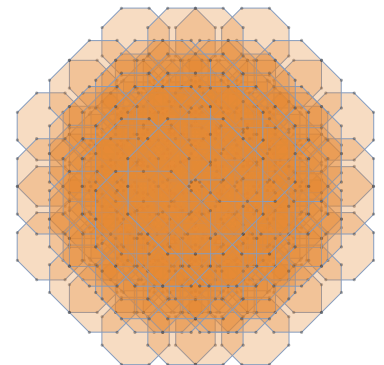
(c) $N = 5$



(d) $N = 6$



(e) $N = 7$



(f) $N = 8$

Abbildung 5.12.: Größenvergleich der berechneten Bereiche kompensierbarer Unwucht: Die Anzahl der Massen wird zwischen 3 und 8 variiert, während die Werte der einzelnen Massen gleich bleiben. Je mehr verschiebbare Massen zur Verfügung stehen, desto größer kann eine zu kompensierende Unwucht sein. Es ist der Fall $r_{\min} = 0,62 \cdot r_{\max}$ dargestellt.

Da eine Wuchtaufgabe immer mit einer zu erreichenden Wuchtgüte G einhergeht, ist die gewählte Wuchtgüte in die Darstellung der kompensierbaren Bereiche einzubeziehen. Dies ist möglich, indem alle Vielecke, Linien und Punkte um einen Radius vergrößert werden, der genau dem Betrag der maximal zulässigen Unwucht $|\vec{U}_{zul}|$ entspricht (vgl. Abbildung 5.13).

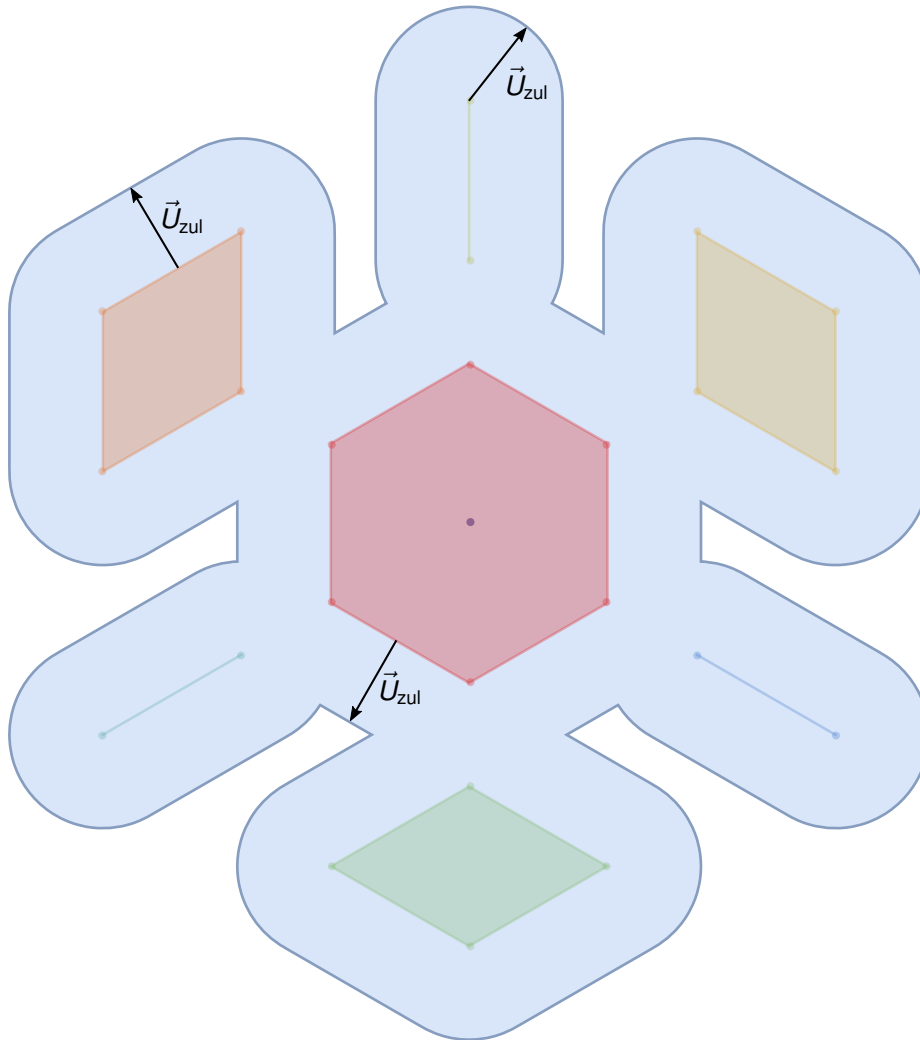


Abbildung 5.13.: Die gewählte Wuchtgüte G vergrößert den berechneten Bereich der kompensierbaren Unwucht um den Betrag der zulässigen Restunwucht $|\vec{U}_{zul}|$. Es ist der Fall $r_{min} = 0,62 \cdot r_{max}$ dargestellt.

Da die maximal zulässige Unwucht von Rotormasse und -drehzahl abhängt (siehe Gleichung 5.15), ist die Darstellung von $|\vec{U}_{zul}|$ nur dann sinnvoll, wenn Rotormasse und -radius auch in die Skalierung der kompensierbaren Unwuchtbereiche einbezogen werden und eine Drehzahl angegeben wird. Abbildung 5.14 zeigt diese Abhängigkeit am Beispiel mit $N = 3$ und variabler Drehzahl.

Die Beurteilung, ob eine gewählte Variante zur Lösung einer bestimmten Wuchtaufgabe geeignet ist, kann durch verschiedene Maßzahlen geschehen. Die oben eingeführte *maximal kompensierbare Unwucht* $U_{komp, max}$ ist eine solche Maßzahl. Da sie jedoch außer Acht lässt, dass es zwischen den Bereichen kompensierbarer Unwucht andere Bereiche gibt, die durch Verstellen oder Entnahme von Auswuchtmassen nicht erreichbar sind, werden weitere Maßzahlen in Betracht gezogen. Eine Möglichkeit ist es, den größten Kreis zu ermitteln, dessen Mittelpunkt im Ursprung liegt und dessen Fläche vollständig von kompensierbaren Bereichen abgedeckt wird (vgl. Abbildung 5.14). Der resultierende Radius

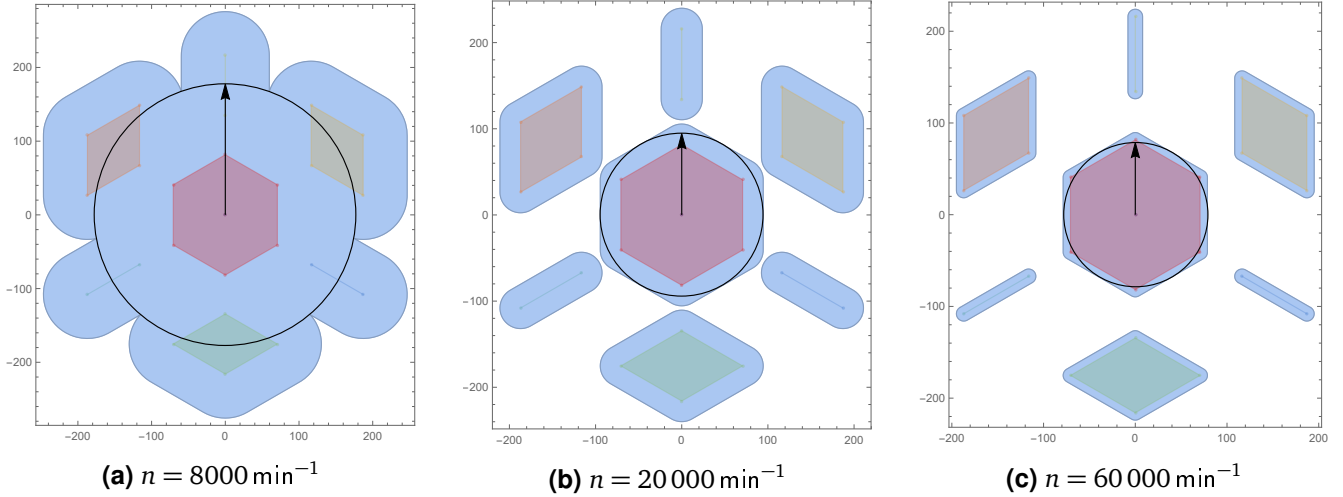


Abbildung 5.14.: Berechnung des Einflusses der Drehzahl auf $|\vec{U}_{zul}|$ und die Bereiche kompensierbarer Unwucht für die Wuchtgüte G 2,5. Die Einheit der Achsen ist mg mm. Ein schwarzer Kreis verdeutlicht jeweils den größtmöglichen Kompensationsbereich, der von der Winkellage der Unwucht unabhängig ist (Radius: $U_{komp, Kreis}$). Das Beispiel zeigt den Fall $N = 3$, $r_{min} = 6$ mm, $r_{max} = 9$ mm, $m_{Rotor} = 20$ g.

$U_{komp, Kreis}$ dieses Kreises gibt an, welche Unwucht unabhängig von ihrer Winkellage noch kompensierbar ist, vgl. Abb. 5.17. Setzt man die Fläche dieses Kreises und des entsprechenden Kreises mit dem Radius $U_{komp, max}$ ins Verhältnis, erhält man den richtungsunabhängigen Anteil $a_{komp, Anteil}$ der Kompensationsmaßnahme:

$$a_{komp, Anteil} = \frac{A_{komp, Kreis}}{A_{komp, max}} = \frac{\pi \cdot U_{komp, Kreis}^2}{\pi \cdot U_{komp, max}^2} \quad (5.31)$$

Trägt man $a_{komp, Anteil}$ für verschiedene Anzahlen Auswuchtmassen N über dem relativen minimalen Radius r_{min}/r_{max} auf, so ist erkennbar, dass beispielsweise die Wahl von vier Auswuchtmassen gegenüber der Variante mit drei Auswuchtmassen nachteilig ist, wenn r_{min} kleiner als $0.4 \cdot r_{max}$ sein darf (vgl. Abbildung 5.15).

Ebenso kann man die Kreisfläche des richtungsunabhängigen Kompensationsbereichs $A_{komp, Kreis}$ auf eine gedachte Kreisfläche einer maximal abgeschätzten Unwucht beziehen. Für die oben abgeschätzte Unwucht $|\vec{U}_x| = 300$ mg mm erhält man

$$a_{komp, 300 \text{ mg mm}} = \frac{A_{komp, Kreis}}{A_{komp, 300 \text{ mg mm}}} = \frac{\pi \cdot U_{komp, Kreis}^2}{\pi \cdot (300 \text{ mg mm})^2}. \quad (5.32)$$

Abbildung 5.16 zeigt $a_{komp, 300 \text{ mg mm}}$ für verschiedene N . Sobald der jeweilige Fall für ein kleiner werdendes Radiusverhältnis $\frac{r_{min}}{r_{max}}$ den Wert 1 erreicht, kann die Unwucht mit der Maßnahme vollständig und richtungsunabhängig kompensiert werden.

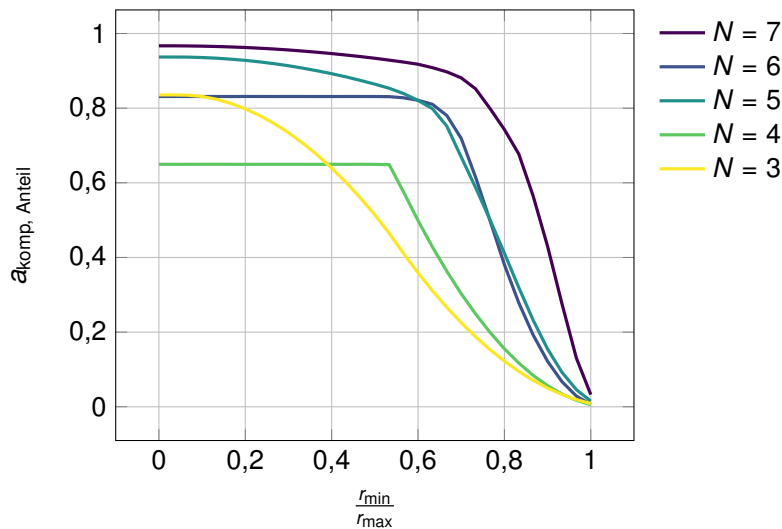


Abbildung 5.15.: Vergleichende Darstellung der berechneten Maßzahl $a_{\text{komp, Anteil}}$ für $N = \{3; 4; \dots 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$ und $r_{\text{max}} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5. Je kleiner $\frac{r_{\text{min}}}{r_{\text{max}}}$ wird, desto größer wird der richtungsunabhängige Anteil der Kompensationsfläche.

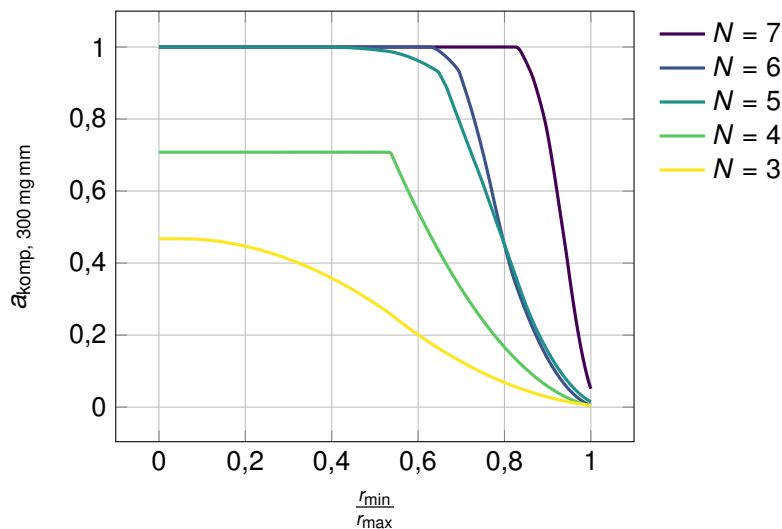


Abbildung 5.16.: Vergleichende Darstellung der berechneten Maßzahl $a_{\text{komp, 300 mg mm}}$ für $N = \{3; 4; \dots 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{\text{Rotor}} = 20 \text{ g}$ und $r_{\text{max}} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5. Hier wird $U_{\text{komp, Kreis}}$ für alle N auf 300 mg mm bezogen.

Fazit zur beschriebenen Entwurfsmethode für den Unwuchtausgleich

Mit den beschriebenen Verfahren ist es möglich, eine Konstruktionsgrundlage für beliebige Wuchtaufgaben mit Unwuchtausgleich durch radiales Verschieben von Massen zu gewinnen. Als eine der wichtigsten konstruktiven Randbedingungen ist das Verhältnis $r_{\text{min}}/r_{\text{max}}$ anzusehen, da die Auswirkung auf $a_{\text{komp, Anteil}}$ groß ist. Bemerkenswert ist auch, dass eine ungerade Anzahl von Massen oft der nächsthöheren geraden Zahl überlegen ist, was die Abdeckung einer Kreisfläche und damit die Unabhängigkeit vom Winkel der zu kompensierenden Unwucht betrifft. Die weiteren Konstruktionsparameter m_{Rotor} , m_i und r_{max} sind oft zumindest teilweise konstruktiv bedingt vorgegeben oder nur in engen Grenzen variierbar. Die untere Schranke für die Radialposition r_{min} sollte möglichst klein sein.

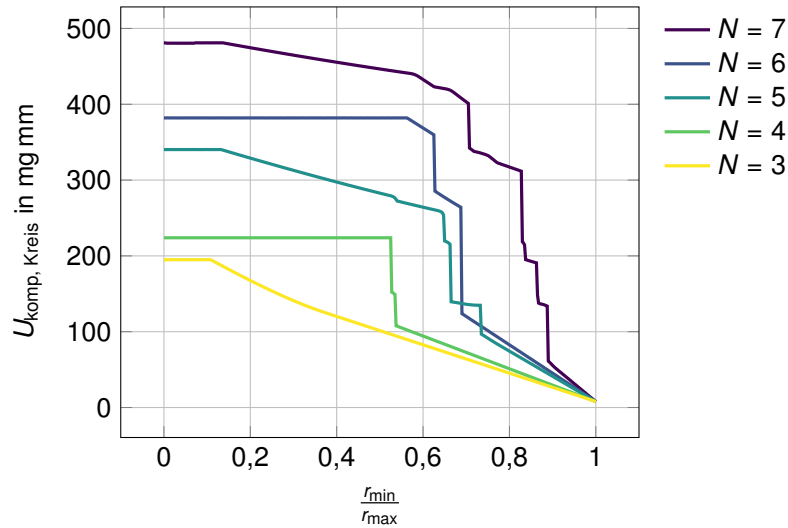


Abbildung 5.17.: Berechnete Maßzahl $U_{\text{komp, Kreis}}$ für $N = \{3; 4; \dots 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{\text{Rotor}} = 20 \text{ g}$ und $r_{\text{max}} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G2,5.

Für die Wahl von N gibt es ausgehend von der erwarteten und zu kompensierenden Unwucht $|\vec{U}_{x, \text{max}}|$ und der geforderten Wuchtgüte G verschiedene Strategien:

A: Man wähle die Masse m_i so, dass $U_{\text{komp, max}} = m_i \cdot r_{\text{max}} + U_{\text{zul}} \geq U_{x, \text{max}}$. Aus einer Darstellung wie Abbildung 5.15 für die Nenndrehzahl wähle man anschließend ein konstruktiv realisierbares N , welches in der Darstellung den größten Wert hat.

Hierdurch kann es Winkellagen von $\vec{U}_{x, \text{max}}$ geben, die ohne eine Verdrehung der Korrektereinheit nicht kompensierbar sind, obwohl der Betrag der Unwucht kleiner ist als $U_{\text{komp, max}}$.

B: Man wähle N so, dass $U_{\text{komp, Kreis}} \geq U_{x, \text{max}}$.

Diese Strategie stellt sicher, dass jede erwartete Unwucht \vec{U}_x kompensiert werden kann, führt jedoch zu einer größeren Anzahl von Massen, was nicht immer konstruktiv realisierbar ist.

Die Wahl der Strategie hängt von den Anforderungen und den konstruktiven Randbedingungen ab. Festzuhalten ist, dass die äußeren Felder der kompensierbaren Unwucht nur durch die Entnahme von Auswuchtmassen aus der Korrektereinheit erreichbar sind. Welche Auswuchtmassen das sind, hängt wiederum von der momentanen Winkellage von \vec{U}_x ab. Da die Zahl der Kombinationen mit N exponentiell wächst, kann eine rechnergestützte Bestimmung der zu entnehmenden Auswuchtmassen den Vorgang beschleunigen. Ein Kompromiss zwischen den beiden Strategien ist ebenfalls möglich, um die Zahl der Auswuchtmassen gering zu halten und dennoch eine möglichst große Kreisfläche in der Unwuchtebene abzudecken.

Dimensionierung der Unwuchtkorrekturereinheiten der Scheibenläuferturbine

Nachfolgend wird die Vorgehensweise für die konkrete Dimensionierung der beiden Korrektereinheiten der SLT beschrieben. Ausgehend von einer Urunwucht von 300 mg mm (s. Abschätzung in Kapitel 5.2) und einem kleinstmöglichen r_{min} von $4,6 \text{ mm}$ (resultierend aus dem Außenradius der drei Luft-Auslassöffnungen der Korrektereinheit, vgl. Abb. 5.18a) wird zunächst eine Wahl für eine Schraubengröße zur Definition einer Auswuchtmasse getroffen und anschließend die nötige Anzahl Auswuchtmassen für die Unwuchtkorrektur ermittelt.

Für die Verwendung am Rotor der SLT steht für die Unwuchtkorrektur ein zylindrischer Bauraum mit 20 mm Durchmesser und 4 mm Dicke zur Verfügung. Der innere Bereich des Zylinders ist nicht für die Unwuchtkorrektur nutzbar, da auf der Generatorseite der Konus der Spannzange und auf der Auslassseite der Ausström-Kanal liegt. Die Auswuchtmassen werden durch Madenschrauben, welche in radial verlaufenden Gewinden sitzen, realisiert. Abb. 5.8 zeigt den zur Verfügung stehenden Bauraum und in Abb. 5.18 sind Entwürfe von Korrektoreinheiten für verschiedene N dargestellt.

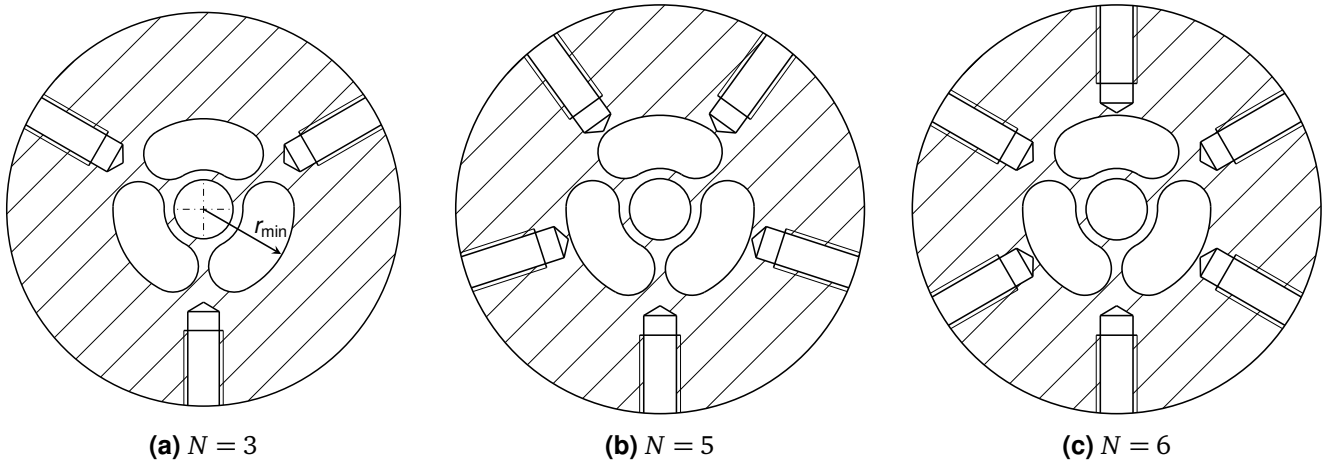


Abbildung 5.18.: Beispiele für die Konstruktion der Korrektoreinheit (\varnothing : 20 mm) auf der Auslassseite für (a) $N = 3$, (b) $N = 5$ bzw. (c) $N = 6$ Auswuchtmassen. (Zeichnungen erstellt mit *PTC Creo 3.0.*)

Die Auswuchtmassen werden mit der Größe M2x2 mm dimensioniert. Die Masse m_i einer einzelnen Auswuchtmasse dieser Größe beträgt 24 mg. Durch ihre Länge $l_i = 2$ mm ergeben sich für r_{\min} und r_{\max} folgende Werte:

$$\begin{aligned} r_{\max} &= 10 \text{ mm} - \frac{l_i}{2} = 9 \text{ mm} \\ r_{\min} &= 4,6 \text{ mm} + \frac{l_i}{2} = 5,6 \text{ mm} = 0,62 \cdot r_{\max} \end{aligned} \quad (5.33)$$

Trägt man nun die Maßzahl $a_{\text{komp}, 300 \text{ mg mm}}$ über $\frac{r_{\min}}{r_{\max}}$ auf (Abbildung 5.19), so sieht man, dass die abgeschätzte Urunwucht für $N = 6$ vollständig kompensierbar ist.

Dies wird auch deutlich, wenn $U_{\text{komp, Kreis}}$ über $\frac{r_{\min}}{r_{\max}}$ aufgetragen wird (s. Abbildung 5.20). Die Sprünge in den Verläufen entstehen durch das Verschmelzen der einzelnen Kompensationsbereiche der verschiedenen Massenkombinationen.

Es wird mithilfe der entwickelten Entwurfsmethode gezeigt, dass die Korrektoreinheiten in der betrachteten Anwendung der SLT mit $N = 6$ Auswuchtmassen der Größe M2x2 mm zu dimensionieren sind. Die Urunwucht, die zu 300 mg mm abgeschätzt wurde, kann hierdurch vollständig und unabhängig vom Winkel kompensiert werden (s. Abbildung 5.21). Bei dieser Dimensionierung beträgt $U_{\text{komp, Kreis}}$ ca. 360 mg mm.

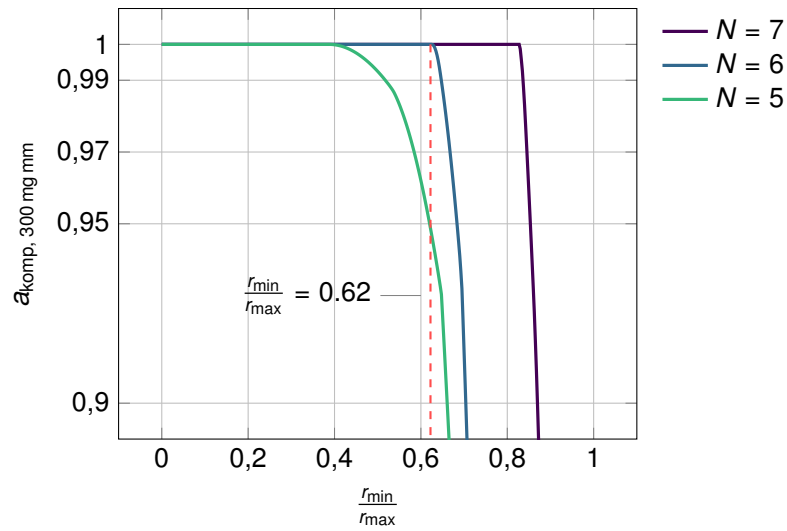


Abbildung 5.19.: Berechnete Maßzahl $a_{\text{komp}, 300 \text{ mg mm}}$ für $N = \{5; 6; 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{\text{Rotor}} = 20 \text{ g}$ und $r_{\max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G2,5. Für $\frac{r_{\min}}{r_{\max}} = 0,62$ ist die vollständige Kompensation von $U_x = 300 \text{ mg mm}$ ab $N = 6$ möglich.

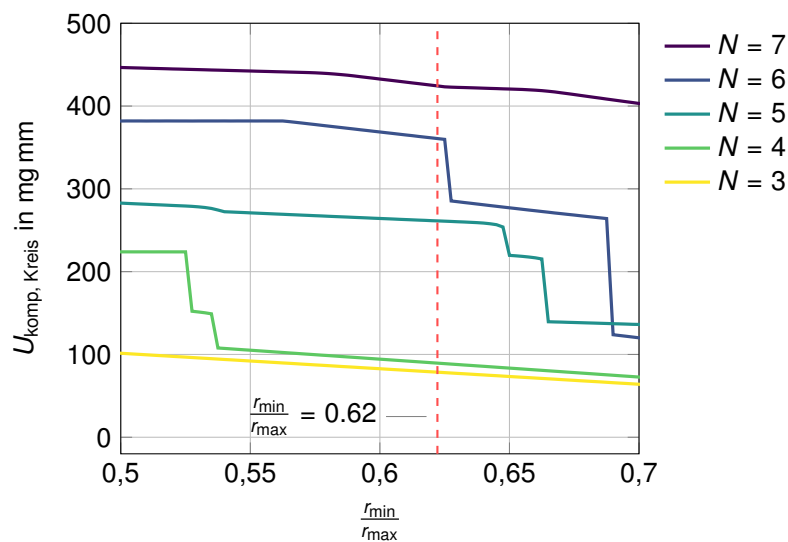


Abbildung 5.20.: Berechnete Maßzahl $U_{\text{komp, Kreis}}$ für $N = \{3; 4; \dots; 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{\text{Rotor}} = 20 \text{ g}$ und $r_{\max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G2,5.

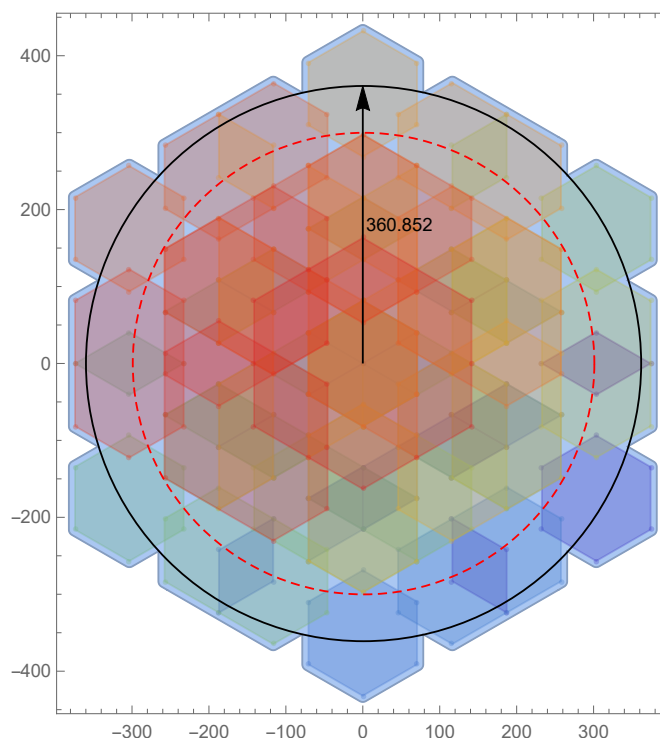


Abbildung 5.21.: Ergebnis der vorausberechneten Dimensionierung der Korrektoreinheiten. Die Unwucht $U_x = 300 \text{ mg mm}$ (gestrichelter Kreis) kann vollständig kompensiert werden. Parameter: $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{\text{Rotor}} = 20 \text{ g}$, $r_{\text{min}} = 5,6 \text{ mm}$ und $r_{\text{max}} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5.

5.4 Aufbau und Funktion der Auswuchtmaschine

Die Messung der Unwucht des Rotors ist ein Kernbestandteil des Auswuchtvorgangs. Für die hier beschriebene Anwendung kommt einzig das Betriebsauswuchten infrage (s. Kapitel 5.2). Eine hierfür angepasste Auswuchtmaschine wird in diesem Kapitel entworfen und beschrieben.

Entwurf der Auswuchtmaschine

Für die Wuchtung des SLT-Rotors wurden in Kapitel 5.2 Anforderungen für die vorliegende Wuchtaufgabe abgeleitet. Ein fertig montierter Rotor (\varnothing : 20 mm, m : 20 g) soll im Verbund mit dem Generator der SLT und einer Gehäusehälfte auf eine Wuchtgüte von mindestens G 2,5 ausgewuchtet werden. Für den Fall des starren Rotors mit zu erwartender dynamischer Unwucht ist eine Unwuchtmessung in zwei Ebenen durchzuführen, bei der die Mess-Ebenen idealerweise genau in den Ebenen der Korrektur-einheiten liegen. Bei Wuchtgüte G 2,5 beträgt die zulässige Restunwucht U_{zul} 8 mg mm, welche sich aufgrund der geometrischen Verhältnisse bezüglich des Schwerpunkts zu $U_{zul,1} = 4,88$ mg mm und $U_{zul,2} = 3,12$ mg mm auf die beiden Auswuchtebenen aufteilt, vgl. Abbildung 5.4.

Das Grundprinzip der Unwuchtmessung basiert auf der durch die Unwucht hervorgerufene Fliehkraft \vec{F}_u , welche immer von der Drehachse ausgehend radial nach außen zeigt und deren Richtungsänderung genau der Drehfrequenz des Rotors entspricht, siehe auch Abschnitt 5.1 „Grundsätzliches zur Unwucht“. Durch diese Fliehkraft hervorgerufene Reaktionen in Form von Kräften oder Bewegungen können gemessen werden, vgl. Abb. 5.22. Die Messung von Unwucht kann daher grundsätzlich in kraft- und wegmessende Verfahren eingeteilt werden. Die wegmessenden Verfahren basieren wiederum auf der Verschiebungs-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsmessung.

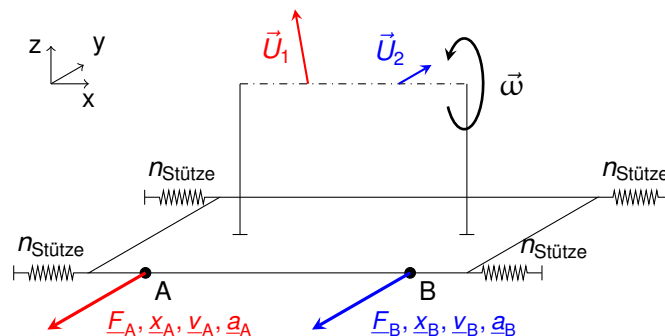


Abbildung 5.22.: Stark vereinfachtes, mechanisches Schema einer Auswuchtmaschine zur kraft- bzw. wegmessenden Bestimmung einer dynamischen Unwucht \vec{U}_1 , \vec{U}_2 eines rotierenden Systems. An den Stellen A bzw. B können entweder die Kräfte $\vec{F}_{A,B}$ oder die Geschwindigkeiten $\vec{v}_{A,B}$ (bzw. Verschiebungen $\vec{x}_{A,B}$ oder Beschleunigungen $\vec{a}_{A,B}$) gemessen werden.

Abbildung 5.22 zeigt schematisch, wie eine Auswuchtmaschine aufgebaut werden kann. Eine Plattform wird schwingfähig montiert, wodurch sie unter Einfluss der durch \vec{U}_1 und \vec{U}_2 hervorgerufenen Fliehkkräfte in Bewegung versetzt wird. Die Fliehkkräfte liegen im gezeigten Beispiel in der yz-Ebene. Die Nachgiebigkeit der Aufhängung $n_{Stütze}$ sollte möglichst groß gewählt werden. An zwei beliebigen Stellen A und B können nun in der yz-Ebene Kräfte, Verschiebungen, Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen gemessen werden. Diese mechanischen Reaktionen treten mit der Winkelgeschwindigkeit ω periodisch zur Anregung durch die Kraftwirkung der Unwucht auf.

Die beiden Verfahren unterscheiden sich grundsätzlich im mechanischen Aufbau [63]. Bei kraftmessenden Systemen ist die Halterung des Messobjekts derart gestaltet, dass möglichst die gesamte dynamische Kraft durch Kraftsensoren geleitet wird, während der durch die Gewichtskraft hervorgerufene statische Anteil von anderen Strukturen getragen wird. Dies führt bezüglich der Auslenkung aufgrund von Fliehkräften zu einem steifen System. Wegmessende Systeme weisen eine nachgiebige Lagerung des Messobjekts auf. Fliehkräfte verursachen auf diese Weise eine möglichst große Verschiebungsamplitude an der Befestigungsplattform, die wiederum unter Zuhilfenahme von Weg-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungssensoren gemessen wird. Die Grundstrukturen beider Verfahren in der Netzwerkdarstellung [64] sind in Abbildung 5.23 vergleichend dargestellt.

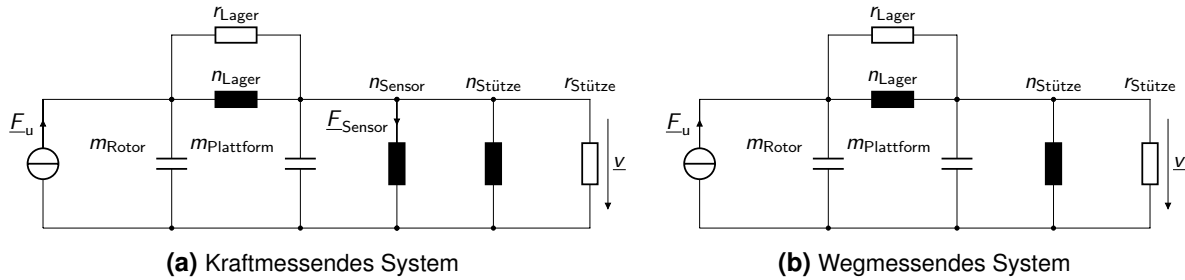


Abbildung 5.23.: Netzwerkdarstellung von kraft- und wegmessender Ausführung einer Auswuchtmaschine. Auf der linken Seite befindet sich jeweils die Modellierung des Wegs der Fliehkraft vom Rotor bis zur Montageplattform, nach [63].

In Abbildung 5.23a ist $n_{Stütze} \gg n_{Sensor}$, sodass der Großteil der in die Plattform eingekoppelten Kraft durch den Kraftsensor geht (F_{Sensor}). Bei der Anordnung aus Abbildung 5.23b ist die Plattform schwingfähig gelagert. Die Beschleunigung über den Elementen $n_{Stütze}$ und $r_{Stütze}$ wird gemessen (vgl. Abbildung 5.22 Punkt A bzw. B).

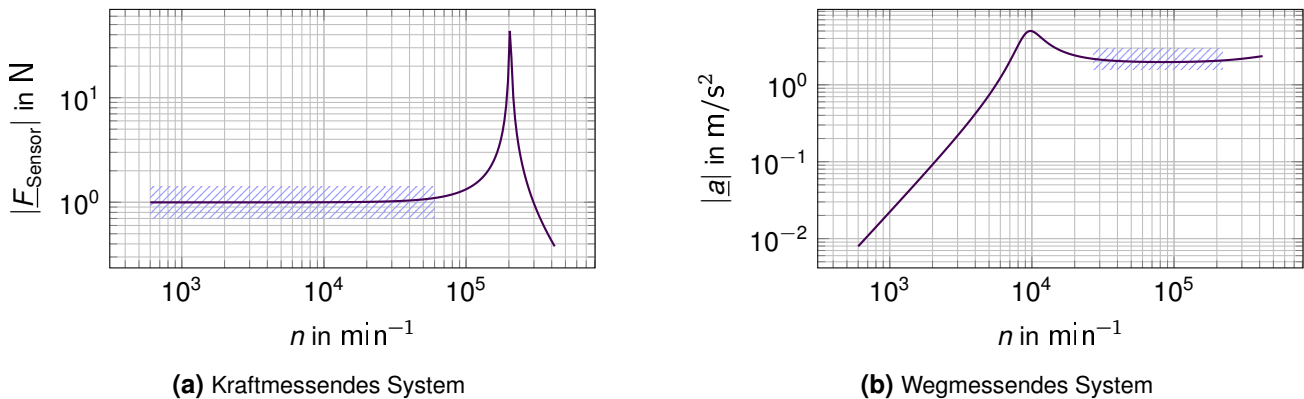


Abbildung 5.24.: Simulation der Übertragungsfunktion von kraft- und wegmessender Ausführung einer Auswuchtmaschine bei einer auf 1 N normierten Anregung \underline{F}_u . Die schraffierte Fläche markiert jeweils den für die Wuchtung verwendbaren Drehzahlbereich, nach [63].

Die Simulation der dynamischen Kräfte zeigt qualitativ unterschiedliche Verläufe (siehe Abbildung 5.24). Während der kraftmessende Ansatz für Drehzahlen bis ca. $60\,000\text{ min}^{-1}$ einen flachen Verlauf der Übertragungsfunktion aufweist, ist der wegmessende Ansatz mittels Beschleunigungssensor durch einen ansteigenden Verlauf der Übertragungsfunktion bis ca. $10\,000\text{ min}^{-1}$ gekennzeichnet. Nach einem ausgeprägten Maximum bei dieser Drehzahl verläuft auch diese Variante annähernd flach. Daher unterscheiden sich die Arbeitsbereiche der Ansätze: Kraftmessend kann von niedrigen Drehzahlen beginnend bis

ca. $60\,000\text{ min}^{-1}$ gemessen werden. Das wegmessende System ist erst in einem Drehzahlbereich von ca. $30\,000\text{ min}^{-1}$ bis ca. $200\,000\text{ min}^{-1}$ verwendbar.

Da das beschriebene Messsystem im Versuchsaufbau bei verschiedenen Drehzahlen ohne die Einschränkung durch eine Mindestdrehzahl eingesetzt wird, wird der kraftmessende Ansatz verwendet. Die Realisierung der Auswuchtmaschine und die Signalverarbeitung der Messwerte an den beiden Kraftmessstellen zur Ermittlung der dynamischen Unwucht werden in [61] beschrieben und im Folgenden zusammengefasst dargestellt.

Realisierung der Auswuchtmaschine

Als Basis der Auswuchtmaschine dient eine Montageplatte, auf welcher die weiteren Komponenten aufgebaut werden (vgl. Abbildung 5.25). Die Montageplatte wird ihrerseits mit Schraubverbindungen fest mit einem schweren Tisch verbunden, um Vibrationskräfte abzuleiten. Die Aufnahmeplatte für das Messobjekt wird von vier biegeelastischen Stahlstäben getragen, welche die Aufhängung der Aufnahmeplatte darstellen. Parallel hierzu sind Piezoelemente zwischen mechanisch steifen Haltevorrichtungen eingebracht. Die Lage der Piezoelemente ist dabei so gewählt, dass die Kraftrichtung parallel zur Rotationsachse des Messobjekts liegt, vgl. Abb. 5.25. Mit Schrauben wird die Aufnahmeplatte gegen die Sensoren vorgespannt, wobei sich die Aufhängung seitlich elastisch verschiebt. Die Vorspannung verschiebt den Bereich der auftretenden Kräfte so, dass keine Zugkräfte auftreten, welche die Piezoelemente beschädigen könnten. Die Generatorsteuerung ist ebenfalls auf der Montageplatte der Auswuchtmaschine angebracht.

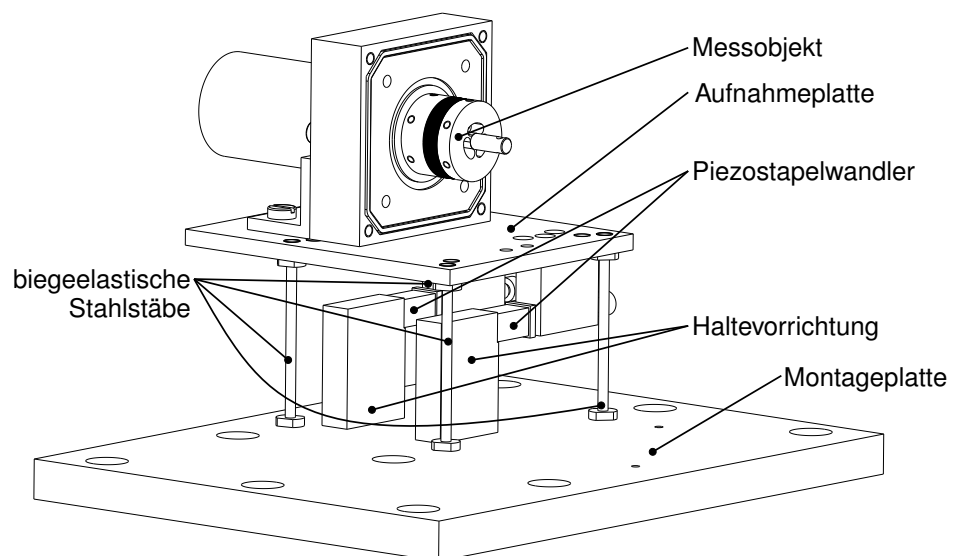


Abbildung 5.25.: Mechanischer Aufbau der Auswuchtmaschine. Die Aufnahmeplatte für das Messobjekt wird von vier Stäben getragen, während die dynamischen Kräfte durch zwei Piezostapelwandler aufgenommen werden. (Zeichnung erstellt mit *PTC Creo 3.0.*)

Zur Umwandlung der Kraft in elektrische Signale werden an den beiden Messstellen piezoelektrische Elemente eingesetzt. Der piezoelektrische Effekt ist dadurch gekennzeichnet, dass eine mechanische Spannung $\vec{\sigma}$ eine proportionale Polarisierung des Materials \vec{P} hervorruft. Es gilt $P \propto \vec{\sigma} \propto \vec{F}$ [65]. Es findet also eine Ladungsverschiebung im Piezoelement statt, welche zu einer Spannungsänderung an den Kontaktflächen führt. Im vorliegenden Aufbau werden piezoelektrische Stapelwandler aus Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) unter Ausnutzung des Längseffekts eingesetzt. Aufgrund der nichtleitenden Eigenschaft

des Piezomaterials muss zur Impedanzwandlung ein Ladungsverstärker eingesetzt werden (hier: *Kistler, Modell 5001*). Das entstehende Spannungssignal U_F ist proportional zur Kraft \vec{F} , welche die mechanische Spannung im Material hervorruft und kann mittels eines frei wählbaren Verstärkungsfaktors an den Eingangs-Spannungsbereich der verwendeten Messkarte angepasst werden. Das Messverfahren ist aufgrund parasitärer Widerstände im Piezomaterial und im Ladungsverstärker prinzipbedingt nicht für statische Kräfte einsetzbar. Im vorliegenden Fall ist dies von Vorteil, da hierdurch die montagebedingte mechanische Vorspannung nicht im Messsignal vorkommt. Das Signal zeigt einzig den durch die Unwucht hervorgerufene periodischen Kraftverlauf an der Messstelle im mechanischen Aufbau, wodurch sich das Signal-zu-Rausch-Verhältnis verbessert.

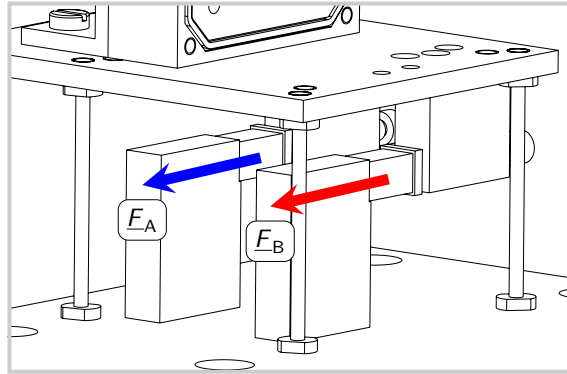


Abbildung 5.26.: Detaildarstellung der Kraftmessstellen A und B. Die Wirkungsrichtung der Kräfte \underline{F}_A und \underline{F}_B ist durch die Pfeile gekennzeichnet.

Die an den Messstellen A und B auftretenden Kräfte \underline{F}_A und \underline{F}_B , siehe Abb. 5.26 bzw. Abb. 5.22, werden wie zuvor beschrieben in elektrische Spannungssignale umgeformt. Die entstehenden Signalspannungen $\underline{U}_{F,A}$ und $\underline{U}_{F,B}$ werden mit Hilfe einer NI PCIe-6341-Messkarte von *National Instruments* digitalisiert und in der Programmierumgebung LabVIEW weiterverarbeitet. Die digitalen Hall-Sensoren im Generator werden sowohl zur Auslösung/Triggerung der Signalaquisition als auch zur Bestimmung der Periodendauer verwendet. So werden die beiden Kraftsignale periodengenau erfasst, und eine zeitliche Mittelung über mehrere Perioden kann zur Reduzierung stochastischer Fehler durchgeführt werden. Ein Schema der Signalwege der Auswuchtmaschine ist in Abbildung 5.27 gezeigt.

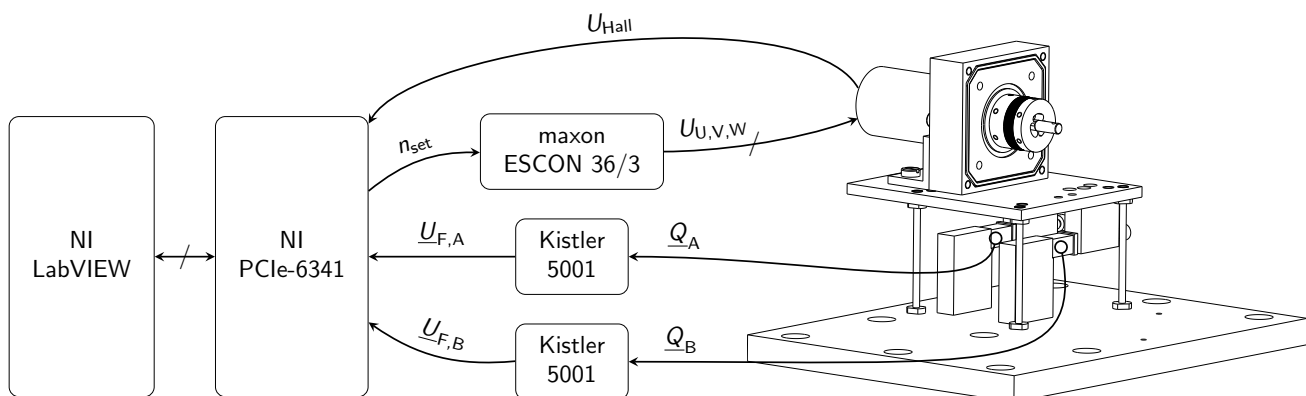


Abbildung 5.27.: Schema der Signalwege der Auswuchtmaschine. Die Messplatzsteuerung gibt eine Soll Drehzahl vor, während die Kraftsignale $\underline{U}_{F,A}$ und $\underline{U}_{F,B}$ sowie das digitale Hall-Sensor-Signal U_{Hall} erfasst werden.

Für die Berechnung von Größe und Winkellage der Unwucht in den Messebenen 1 und 2 aus den gemessenen Signalspannungen \underline{U}_{FA} und \underline{U}_{FB} ist eine Kalibrierung des Messsystems erforderlich. Durch sie ist es möglich, die Auswirkungen des mechanischen Aufbaus auf Amplitude und Phasenlage der beiden gemessenen Kräfte herauszurechnen und eine eindeutige Rechenvorschrift für die Ermittlung der beiden gesuchten Unwuchtvektoren \underline{U}_1 und \underline{U}_2 zu finden.

Die durch die dynamische Unwucht hervorgerufenen Kräfte am Rotor sind sinusförmig und exakt synchron zur Drehfrequenz (vgl. Gleichung 5.6). Die kraftproportionalen Spannungssignale der Ladungsverstärker enthalten neben der Grundschiwingung auch Oberschwingungen und Rauschen. Deshalb wird zur Ermittlung von Amplitude und Phasenlage der Grundschiwingung der Kraftsignale ein Lock-In-Verstärker in LabVIEW implementiert. Dieser Verstärkertyp kann als extrem schmalbandiger Bandpassfilter verwendet werden [66]. Das Referenzsignal wird auf Basis des Hall-Sensor-Signals erzeugt und ergibt auf diese Weise eine Nullreferenz für die Phasenlage. Anschließend werden Amplitude und Phasenlage der so gefilterten Signale bestimmt. Man erhält die Amplitudenwerte A_A und A_B und die Phasenwerte φ_A und φ_B .

Werden diese Messwerte als komplexe Größen $\underline{X}_A = A_A \cdot e^{j \cdot \varphi_A}$ und $\underline{X}_B = A_B \cdot e^{j \cdot \varphi_B}$ formuliert, kann ein Gleichungssystem angegeben werden, woraus sich aus den Unwuchten \underline{U}_1 und \underline{U}_2 in den Ebenen 1 und 2 die Messwerte \underline{X}_A und \underline{X}_B ergeben:

$$\begin{pmatrix} \underline{X}_A \\ \underline{X}_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{a} & \underline{b} \\ \underline{c} & \underline{d} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{U}_1 \\ \underline{U}_2 \end{pmatrix} \quad (5.34)$$

Zur Bestimmung der komplexen Koeffizienten \underline{a} , \underline{b} , \underline{c} und \underline{d} sowie der ebenenbezogenen Unwuchten $\underline{U}_{1,0}$ und $\underline{U}_{2,0}$ werden Kalibriermessungen mit bekannter Testunwucht $\underline{U}_t = U_t \cdot e^{j \cdot \varphi_t}$ durchgeführt. Hierfür sind drei Messungen notwendig:

1. Ohne Testunwucht: $\underline{X}_{A,1}$ und $\underline{X}_{B,1}$
2. Testunwucht in Ausgleichsebene 1: $\underline{X}_{A,2}$ und $\underline{X}_{B,2}$
3. Testunwucht in Ausgleichsebene 2: $\underline{X}_{A,3}$ und $\underline{X}_{B,3}$

Es ergibt sich folgendes Gleichungssystem:

$$\begin{pmatrix} \underline{X}_{A,1} \\ \underline{X}_{B,1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{a} & \underline{b} \\ \underline{c} & \underline{d} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{U}_{1,0} \\ \underline{U}_{2,0} \end{pmatrix} \quad (5.35a)$$

$$\begin{pmatrix} \underline{X}_{A,2} \\ \underline{X}_{B,2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{a} & \underline{b} \\ \underline{c} & \underline{d} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{U}_{1,0} + \underline{U}_t \\ \underline{U}_{2,0} \end{pmatrix} \quad (5.35b)$$

$$\begin{pmatrix} \underline{X}_{A,3} \\ \underline{X}_{B,3} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{a} & \underline{b} \\ \underline{c} & \underline{d} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{U}_{1,0} \\ \underline{U}_{2,0} + \underline{U}_t \end{pmatrix} \quad (5.35c)$$

Wird das Gleichungssystem aus den Gleichungen 5.35 nach den gesuchten Größen umgestellt, so ergibt sich

$$\underline{a} = \frac{\underline{X}_{A,1} - \underline{X}_{A,3}}{\underline{U}_t} \quad (5.36a)$$

$$\underline{b} = \frac{\underline{X}_{A,2} - \underline{X}_{A,3}}{\underline{U}_t} \quad (5.36b)$$

$$\underline{c} = \frac{\underline{X}_{B,1} - \underline{X}_{B,3}}{\underline{U}_t} \quad (5.36c)$$

$$\underline{d} = \frac{\underline{X}_{B,2} - \underline{X}_{B,3}}{\underline{U}_t} \quad (5.36d)$$

$$\underline{U}_{1,0} = \frac{\underline{U}_t \cdot (\underline{X}_{A,3}\underline{X}_{B,2} - \underline{X}_{A,2}\underline{X}_{B,3})}{\underline{X}_{A,1} \cdot (\underline{X}_{B,2} - \underline{X}_{B,3}) + \underline{X}_{A,2} \cdot (\underline{X}_{B,3} - \underline{X}_{B,1}) + \underline{X}_{A,3} \cdot (\underline{X}_{B,1} - \underline{X}_{B,2})} \quad (5.36e)$$

$$\underline{U}_{2,0} = \frac{\underline{U}_t \cdot (\underline{X}_{A,1}\underline{X}_{B,3} - \underline{X}_{A,3}\underline{X}_{B,1})}{\underline{X}_{A,1} \cdot (\underline{X}_{B,2} - \underline{X}_{B,3}) + \underline{X}_{A,2} \cdot (\underline{X}_{B,3} - \underline{X}_{B,1}) + \underline{X}_{A,3} \cdot (\underline{X}_{B,1} - \underline{X}_{B,2})}. \quad (5.36f)$$

Mit den Koeffizienten aus 5.36 lassen sich durch Invertierung der Koeffizientenmatrix nun beliebige Messwerte \underline{X}_A und \underline{X}_B in ebenenbezogene Unwuchten \underline{U}_1 und \underline{U}_2 umrechnen:

$$\begin{pmatrix} \underline{U}_1 \\ \underline{U}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{a} & \underline{b} \\ \underline{c} & \underline{d} \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} \underline{X}_A \\ \underline{X}_B \end{pmatrix} \quad (5.37)$$

mit $\underline{U}_1 = U_1 \cdot e^{j \cdot \varphi_1}$
und $\underline{U}_2 = U_2 \cdot e^{j \cdot \varphi_2}$

Verifikation des Entwurfs

Zur Verifikation der Messtechnik werden mehrere Testmessungen durchgeführt, bei denen der Rotor durch Verstellen der Auswuchtmassen mit definierter Unwucht beaufschlagt wird. Es werden drei Versuche durchgeführt:

Versuch 1:

Alle Auswuchtmassen eingesetzt, drei benachbarte Auswuchtmassen auf innerster Position: Maximaler Wuchtbereich

Versuch 2:

Drei benachbarte Auswuchtmassen herausgenommen: Maximaler Wuchtbereich

Versuch 3:

Alle Auswuchtmassen eingesetzt: Messergebnis bei einer Schrauben-Umdrehung

Die bewegten Auswuchtmassen können dabei vier verschiedene Stellungen r_s einnehmen:

1. $r_{s0} = 9 \text{ mm}$: Position am äußeren Rotorrand, (unverändert)

2. $r_{S1} = r_{\min} = 5,6 \text{ mm}$: Auf die innerste Position eingestellt
3. $r_{S2} = 0 \text{ mm}$: entspricht dem Fall „Auswuchtmasse herausgenommen“
4. $r_{S3} = r_{\max} - \Delta r = 8,6 \text{ mm}$: Eine Umdrehung eingedreht ($\Delta r = 1 \cdot P_{M2} = 0,4 \text{ mm}$, Gewindesteigung M2: $P_{M2} = 0,4 \text{ mm}$)

Mit dem Wert einer Auswuchtmasse von 24 mg ergeben sich daraus nach Gleichung 5.25 folgende Unwuchtbeiträge (jeweils in der Winkellage der versetzten Auswuchtmasse):

1. $\Delta U_0 = 0 \text{ mg mm}$ (keine Änderung)
2. $\Delta U_1 = -81,6 \text{ mg mm}$ (innerste Position)
3. $\Delta U_2 = -216 \text{ mg mm}$ (Auswuchtmasse herausgenommen)
4. $\Delta U_3 = -9,6 \text{ mg mm}$ (eine Umdrehung)

In den ersten beiden Versuchen werden jeweils drei benachbarte Auswuchtmassen S1, S2, S3, die im Winkelabstand von 60° zueinander liegen, gleichartig radial auf die innerste Position versetzt. Liegt S2 in der Winkellage α , dann liegt S1 in $\alpha + 60^\circ$ und S3 in $\alpha - 60^\circ$. Durch Vektoraddition ergibt sich direkt, dass die resultierende Unwuchtänderung aller drei versetzten Auswuchtmassen $2 \cdot \Delta U_i$ in der Winkellage α ist, siehe Abbildung 5.28.

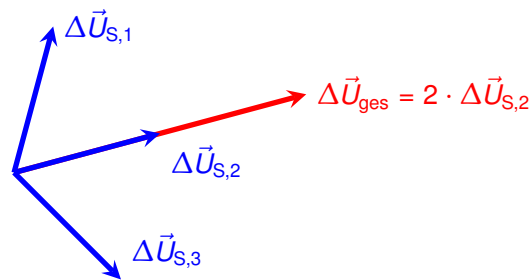


Abbildung 5.28.: Aus drei betragsmäßig gleich großen Unwuchtänderungen $\Delta \vec{U}_{S,1..3}$ im Winkelabstand von 60° resultiert eine Gesamtänderung von $\Delta \vec{U}_{\text{ges}} = 2 \cdot \Delta \vec{U}_{S,2}$.

So gibt es für die Versuche 1 und 2 jeweils sechs Zustände der Auswuchtmassenpositionen mit entsprechend sechs resultierenden Unwuchtänderungen $\Delta \vec{U}_{\text{ges},i}$ (s. Abbildung 5.29)

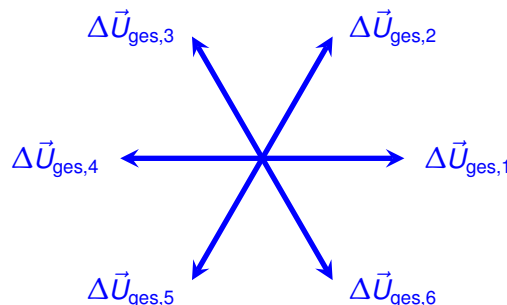


Abbildung 5.29.: Alle resultierenden Unwuchtänderungen $\Delta \vec{U}_{\text{ges},i}$ durch Versetzen von jeweils drei benachbarten Auswuchtmassen. Es gilt: $|\Delta \vec{U}_{\text{ges},i}| = 2 \cdot \Delta U_{S,i}$.

Zur Bestimmung der tatsächlichen Unwucht wird der Verbund aus Gehäusebasis, Generator und Rotorpaket auf dem Unwuchtmesssystem montiert. Bei allen nachfolgenden Messreihen beträgt die Auswuchtdrehzahl $20\,000 \text{ min}^{-1}$. Für jeden Versuch werden sechs Messreihen $V_{i,k}$ erfasst, wobei Index i

die Nummer des Versuchs kennzeichnet (1 bis 3) und Index k die Winkellage des Unwuchtbeitrags der jeweiligen Position der Auswuchtmassen in 60° -Schritten angibt. In Tabelle 5.3 sind die Messreihen aufgeführt. Je Messreihe werden 100 Messwerte aufgenommen.

Tabelle 5.3.: Auflistung von Unwuchtbeitrag $|\Delta U|$ und Winkellage φ der 18 Messreihen $V_{i,k}$ zu den Versuchen 1, 2 und 3.

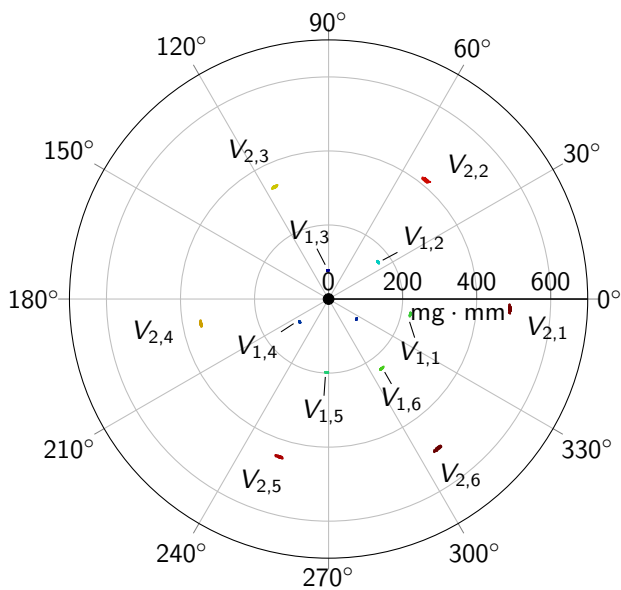
Messreihe	$ \Delta U $	φ
$V_{1,1}$	163,2 mg mm	0°
$V_{1,2}$	163,2 mg mm	60°
$V_{1,3}$	163,2 mg mm	120°
$V_{1,4}$	163,2 mg mm	180°
$V_{1,5}$	163,2 mg mm	240°
$V_{1,6}$	163,2 mg mm	300°
$V_{2,1}$	432 mg mm	0°
$V_{2,2}$	432 mg mm	60°
$V_{2,3}$	432 mg mm	120°
$V_{2,4}$	432 mg mm	180°
$V_{2,5}$	432 mg mm	240°
$V_{2,6}$	432 mg mm	300°
$V_{3,1}$	9,6 mg mm	0°
$V_{3,2}$	9,6 mg mm	60°
$V_{3,3}$	9,6 mg mm	120°
$V_{3,4}$	9,6 mg mm	180°
$V_{3,5}$	9,6 mg mm	240°
$V_{3,6}$	9,6 mg mm	300°

In Abbildung 5.30 sind die Messergebnisse für die Versuche 1 und 2 in den beiden Ausgleichsebenen 1 und 2 gezeigt. Das sechseckige Muster aus Abbildung 5.29 ist in beiden Ebenen deutlich erkennbar: Die kleinere Ausprägung des Musters entspricht Versuch 1, bei der jeweils drei benachbarte Auswuchtmassen in die innerste Lage gebracht werden, während die größere Form Versuch 2 entspricht, bei der die Auswuchtmassen herausgenommen sind. Mittig ist in beiden Ebenen jener Punkt zu erkennen, an dem alle Auswuchtmassen auf dem Radius $r_{50} = 9$ mm liegen. Diese Lage der Unwuchten entspricht der Urunwucht des Rotors bezogen auf die Ebenen 1 und 2.

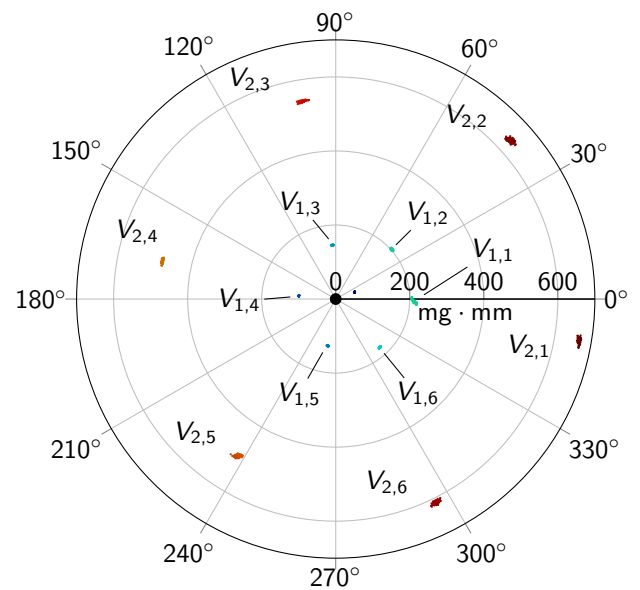
Subtrahiert man von den gemessenen Unwuchtvektoren der Messreihen den Vektor der ebenenbezogenen Urunwucht des Rotors, so wird das Bild im Koordinatenursprung zentriert. In Abbildung 5.31 sind die Messwerte je Messreihe gemittelt und um den Vektor der Urunwucht verschoben dargestellt. Die eingezeichneten Sechsecke markieren den zuvor berechneten Bereich der resultierenden Unwucht.

In Tabelle 5.4 sind die vorausberechneten und gemessenen Werte sowie die Abweichungen von Versuch 1 und 2 angegeben.

Die Messergebnisse liegen nah bei den erwarteten Werten der Unwuchtänderung. In Versuch 1 beträgt die durchschnittliche Abweichung in Ebene 1: 9,1 mg mm und in Ebene 2: 7,9 mg mm. Bei Versuch 2 beträgt die mittlere Abweichung 13,0 mg mm. Diese Abweichungen liegen im Bereich einer einzelnen Umdrehung einer der M2x2 Madenschrauben. Sie können leicht auf eine nicht ganz ideale Verschiebung der Auswuchtmassen zurückzuführen sein.

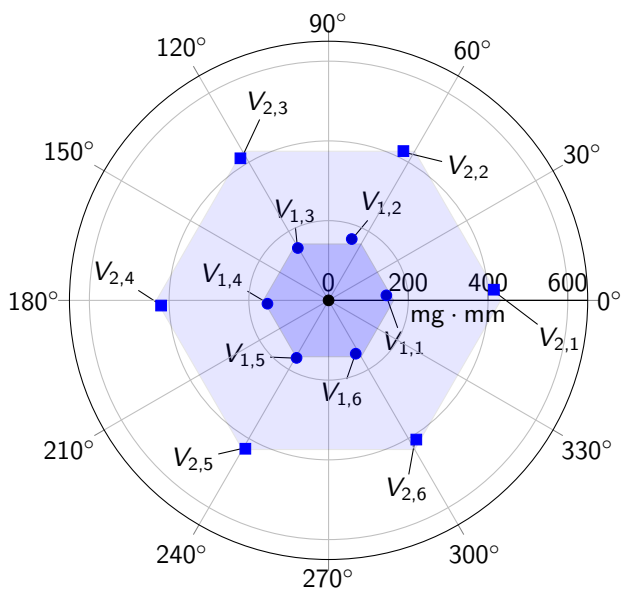


(a) Ebene 1

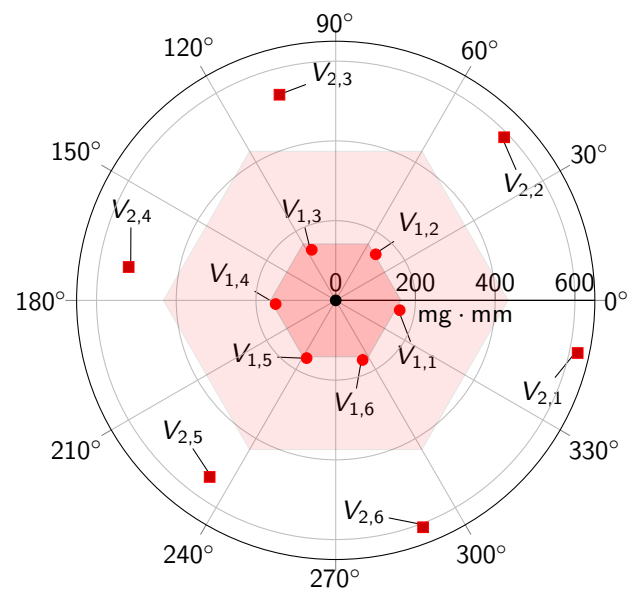


(b) Ebene 2

Abbildung 5.30.: Darstellung der Messreihen $V_{1,k}$ und $V_{2,k}$ der ebenenbezogenen Unwucht in den Ebenen 1 und 2 für die Versuche 1 und 2. Es wurden jeweils in allen sechs Positionen drei benachbarte Auswuchtmassen auf $r_{S1} = 5,6$ mm bzw. $r_{S2} = 0$ mm (also herausgenommen) versetzt. Die Bezeichner für die Messreihen von Versuch 1 und 2 sind eingezeichnet.



(a) Ebene 1



(b) Ebene 2

Abbildung 5.31.: Vergleich zwischen den vorausberechneten und gemessenen Unwuchtänderungen. Die Messwerte sind um die Unwucht verschoben und je Messreihe gemittelt. Die Sechsecke zeigen die vorausberechneten Unwuchtänderungen (innen: $163,2$ mg mm für $V_{1,k}$; außen: 432 mg mm für $V_{2,k}$). Die Bezeichner für die Messreihen von Versuch 1 und 2 sind eingezeichnet.

Tabelle 5.4.: Mittelwert, Minimum und Maximum der Abweichungen zum erwarteten Wert der Unwuchtänderung für die Versuche 1 und 2. Alle Werte sind in mg mm angegeben.

		Versuch 1	Versuch 2
		Differenz zu $\Delta U_{\text{erw}} = 163,2 \text{ mg mm}$	Differenz zu $\Delta U_{\text{erw}} = 432 \text{ mg mm}$
Ebene 1	Avg.	9,1	13,0
	Min.	1,3	5,3
	Max.	17,7	19,3
Ebene 2	Avg.	7,9	138,7
	Min.	0,7	94,1
	Max.	22,8	189,2

In Ebene 2, welche nahe dem freien Ende der Welle liegt, zeigen sich bei Versuch 2 deutlich größere Abweichungen zwischen der erwarteten und der erreichten Unwuchtänderung als in Ebene 1. In Abbildung 5.31b ist anhand der Abweichung der Lage der Messpunkte zum eingefärbten Sechseck zu sehen, dass die Messwerte stets größer sind, als die vorausberechneten Werte. Durchschnittlich beträgt die Abweichung 138,7 mg mm. Mit Gleichung 5.9 und der Rotormasse 14 g kann dies in eine Änderung der Schwerpunktexzentrizität $\Delta |\vec{e}|$ umgerechnet werden:

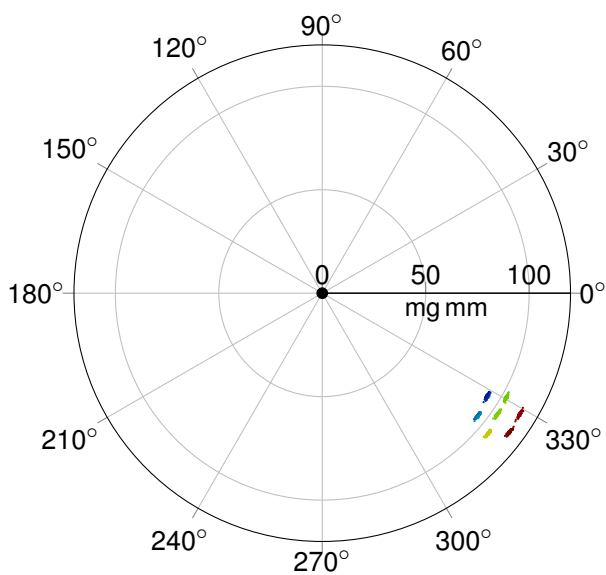
$$\begin{aligned}\Delta |\vec{e}| &= \frac{\Delta |\vec{U}_{\text{ges}}|}{m_{\text{Rotor}}} \\ &= \frac{138,7 \text{ mg mm}}{14 \text{ g}} = 9,9 \mu\text{m}.\end{aligned}\tag{5.38}$$

Es ist plausibel, dass sich die Welle aufgrund der eingebrachten Unwucht und der daraus resultierenden Fliehkraft in Richtung des Schwerpunkts bezüglich der Drehachse biegt. Dass sich der Schwerpunkt infolge der Durchbiegung um ca. 9,9 μm verschiebt, wird hierauf zurückgeführt.

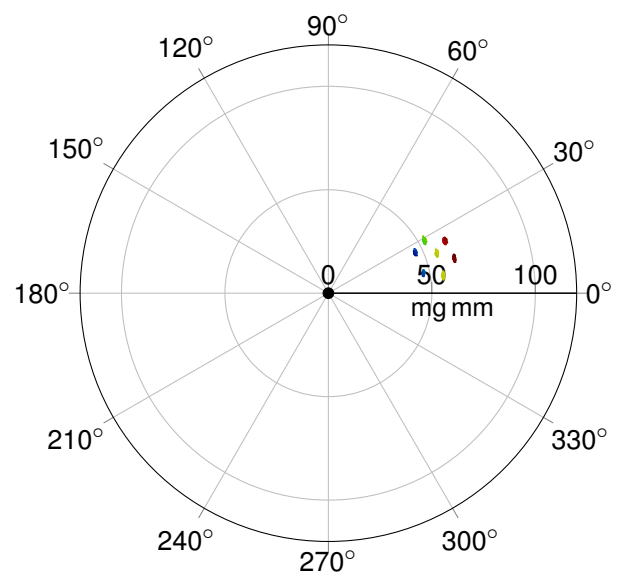
Die Ergebnisse von Versuch 3 zeigen die Unwuchtänderungen, die sich aus jeweils einer einzelnen Umdrehung der als Auswuchtmassen eingesetzten Madenschrauben ergeben. In Abbildung 5.32 sind die Messergebnisse gezeigt. Wie bei den beiden vorangegangenen Versuchen ist auch hier eine Urunwucht vorhanden. Von dieser Urunwucht ausgehen erzeugen die Lageänderungen der Auswuchtmassen Unwuchtänderungen, die gemessen wurden.

Subtrahiert man von den einzelnen Unwuchtvektoren einer Messreihe den Vektor der ebenenbezogenen Urunwucht und bildet den Mittelwert für die Messreihe, und führt man dies für alle Messreihen des Versuchs 3 durch, so ergibt sich als die Darstellung in Abbildung 5.33.

Auch in diesem Versuch ist eine gute Übereinstimmung der Messungen mit den vorausberechneten Werten sichtbar. In Tabelle 5.5 sind die Ergebnisse zusammengefasst. Die mittlere Abweichung vom berechneten Wert beträgt in Ebene 1 0,63 mg mm und in Ebene 2 1,43 mg mm.

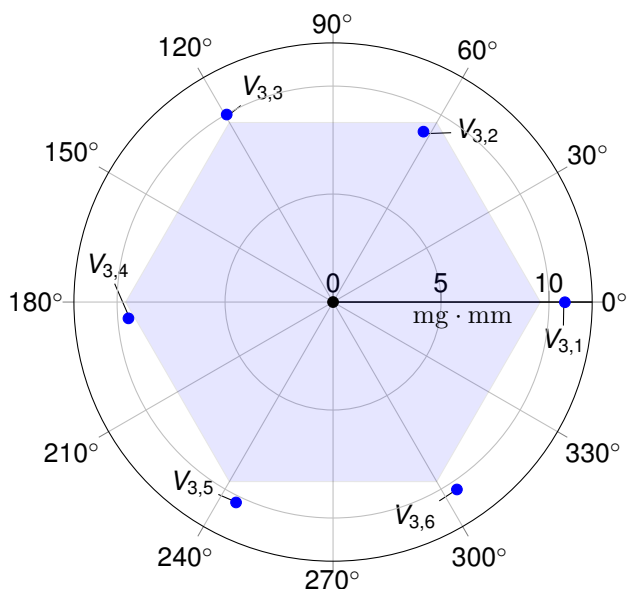


(a) Ebene 1

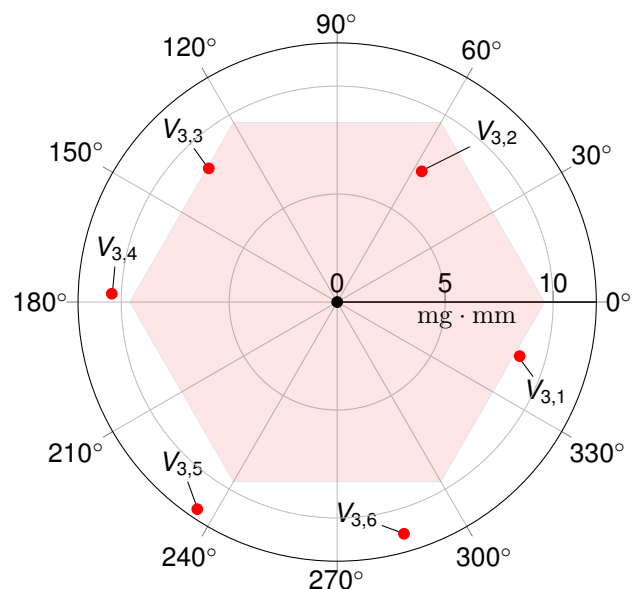


(b) Ebene 2

Abbildung 5.32.: Messreihen der ebenenbezogenen Unwucht in den Ebenen 1 und 2. Es wurde jeweils in allen sechs Positionen eine Schraubenumdrehung ausgeführt (Versuch 3). Die Messreihen sind von einem statischen Unwuchtanteil überlagert.



(a) Ebene 1



(b) Ebene 2

Abbildung 5.33.: Vergleich zwischen den vorausberechneten und gemessenen Unwuchtbeiträgen bei einer Schraubenumdrehung (Versuch 3). Die Messwerte wurden um die Unrunwucht verschoben bzw. zentriert. Je Messreihe ist der Mittelwert dargestellt. Es wird eine Unwuchtänderung um den Betrag 9,6 mg mm erwartet (eingefärbte Fläche). Die Bezeichner für die Messreihen $V_{3,k}$ sind eingezeichnet.

Tabelle 5.5.: Mittelwert, Minimum und Maximum der Abweichungen zum vorausberechneten Wert der Unwuchtänderung für Versuch 3. Alle Werte sind in mg mm angegeben.

Versuch 3		
Differenz zu $\Delta U_{\text{erw}} = 9,6 \text{ mg mm}$		
Ebene 1	Avg.	0,63
	Min.	0,09
	Max.	1,13
Ebene 2	Avg.	1,43
	Min.	0,78
	Max.	2,39

5.5 Zusammenfassung des Auswuchtverfahrens

In den vorangegangenen Kapiteln werden der Unwuchtzustand, verschiedene Verfahren für den Ausgleich und die Auswahl sowie die messtechnische Realisierung des gewählten Auswuchtverfahrens diskutiert. Mit der Verifikation wird gezeigt, dass sowohl der benötigte Unwuchtbereich abgedeckt werden kann, als auch dass die Sensitivität ausreicht, um die nötige Wuchtgüte von G 2,5 mit einer zulässigen Restunwucht von 8 mg mm zu erreichen.

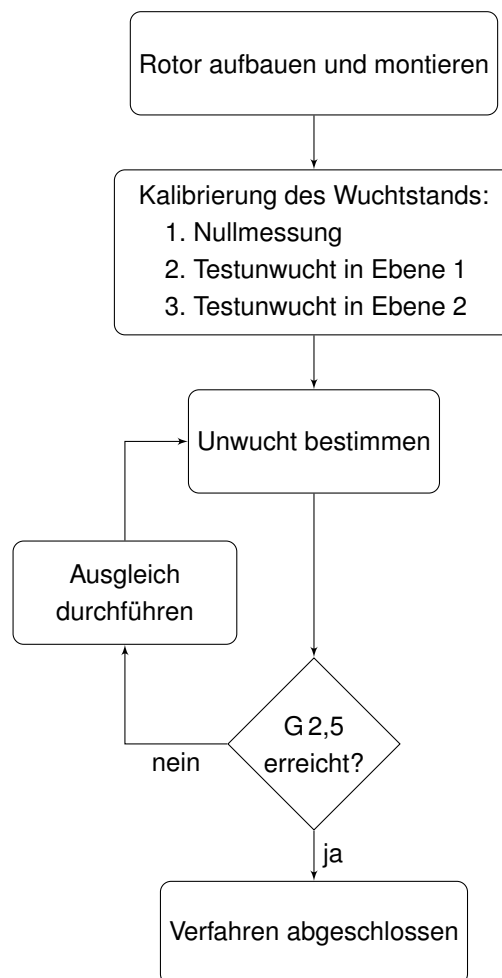


Abbildung 5.34.: Ablaufdiagramm des Auswuchtens: Nach der Kalibrierung wird in iterativer Vorgehensweise die Unwucht ausgeglichen. Nach Erreichen der Wuchtgüte G 2,5 ist der Vorgang abgeschlossen.

Die Durchführung des Wuchtvorgangs erfolgt nach dem Zusammenbau des Rotorpakets und dessen Montage auf der Generatorwelle. Da die erste Resonanzfrequenz der Auswuchtmaschine bei ca. 660 Hz liegt (bei montierter SLT auf der Aufnahmeplatte), sollte der Drehzahlbereich um ca. $40\,000\text{ min}^{-1}$ nicht dauerhaft gehalten werden, vgl. [61]. Als Auswuchtdrehzahl ist eine Drehzahl festzulegen, bei der die notwendige Sensitivität erreicht wird, jedoch die maximale erwartete Unwucht keine Schäden aufgrund der entstehenden Fliehkräfte verursacht. Für den vorliegenden Fall wird die Auswuchtdrehzahl mit $20\,000\text{ min}^{-1}$ festgelegt und liegt somit weit unterhalb der mechanischen Resonanzfrequenz der Auswuchtmaschine. Bei dieser Drehzahl beträgt die Umfangsgeschwindigkeit etwa 20,9 m/s. Die Gewindgänge der Auswuchtmassen sind mit LOCTITE 222 (Henkel, Düsseldorf, Deutschland) benetzt, sodass sich die Auswuchtmassen nicht selbsttätig durch Vibrationen lösen. Dennoch sollte während des Wucht-

vorgangs eine Schutzbrille getragen werden, da nicht auszuschließen ist, dass sich Teile des Rotors mit hoher Geschwindigkeit lösen.

Das Ablaufdiagramm in Abbildung 5.34 zeigt die Abfolge der einzelnen Schritte des Auswuchtvorgangs. Im ersten Schritt muss eine Kalibriermessung durchgeführt werden, damit Betrag und Winkellage der Unwucht in beiden Ausgleichsebenen korrekt angezeigt werden können. Hierzu wird zuerst eine Nullmessung durchgeführt, bei der alle Auswuchtmassen in Ausgangslage sind. Anschließend muss für beide Ebenen je eine Messung mit definierter Testunwucht aufgenommen werden. Hierzu wird jeweils eine Auswuchtmasse entnommen. Da die Masse und die radiale Lage der Auswuchtmassen bekannt sind, ist auch die resultierende negative Unwuchtänderung bekannt:

$$\begin{aligned} -|\underline{U}_t| &= -|U_t \cdot e^{j \cdot \varphi_t}| = U_t = -m_S \cdot r_{\max} \\ &= -24 \text{ mg} \cdot 9 \text{ mm} \\ &= -216 \text{ mg mm} \end{aligned} \tag{5.39}$$

Die Winkellage der Testunwucht φ_t definiert die Referenz für die Winkel der späteren Unwuchtmessungen. Daher ist die Wahl der Auswuchtmasse im Rahmen der Kalibrierung frei und kann durch den Anwender z.B. zu null festgelegt werden.

Nachdem die Auswuchtmassen wieder eingesetzt sind, kann die Messung der Urunwucht erfolgen. Ist diese größer als die zulässige Restunwucht der gewählten Wuchtgüte G 2,5, muss ein Ausgleich durchgeführt werden. Entsprechend der Messergebnisse der auf die Ausgleichsebenen bezogenen dynamischen Unwucht werden die Auswuchtmassen versetzt und erneut die Unwucht des Rotorpakets gemessen. Dies wird so lange wiederholt, bis die gewünschte Wuchtgüte erreicht ist. Abschließend können Düsenpaket und Gehäusedeckel montiert werden.

6 Charakterisierung

Zur Charakterisierung des in Kapitel 4 beschriebenen Gesamtsystems, bestehend aus Turbine, Generator und Energiespeicher, werden drei Experimente durchgeführt:

- Reibmoment des Rotors
- Durchflusscharakteristik der SLT
- Kennfelder des Gesamtsystems bei verschiedenen Arbeitspunkten

Zur Bestimmung des drehzahlabhängigen Reibmoments des Turbinenrotors wird eine Auslauf-Messung im Zeitbereich durchgeführt. Hieraus kann mit Kenntnis des Trägheitsmoments des Rotors auf das Reibmoment zurückgeschlossen werden. Die Durchflusscharakteristik zeigt den Zusammenhang zwischen Druckdifferenz und Massestrom. Hierzu werden verschiedene Rotorkonfigurationen charakterisiert. Bei der Aufnahme der Kennfelder des Gesamtsystems werden ebenfalls unter Variation von Rotorkonfiguration und Ausgangsdruck die Leistungsdaten der Turbine gemessen. Die Versuchsanordnung ist für die genannten Experimente immer die gleiche und wird im folgenden Kapitel 6.1 beschrieben.

6.1 Beschreibung des Messplatzes

Der Messplatz für die Experimente besteht aus mehreren Komponenten, die sich in folgende Gruppen gliedern lassen: Messwerterfassung und Ablaufsteuerung, pneumatischer Aufbau, Steuerung, Energieversorgung und Auswuchtmaschine. Im Folgenden wird der Aufbau für die Charakterisierung der SLT beschrieben. Für die Beschreibung der Auswuchtmaschine sei auf Abschnitt 5.4 verwiesen.

Die Messwerterfassung sowie die Ablaufsteuerung der teilautomatisierten Experimente werden mit einem Steuerrechner und der Software *LabVIEW* realisiert. Hier wird eine PCIe-6341-Messkarte von *National Instruments, Austin, TX, USA* eingesetzt (vgl. Abbildung 6.1).

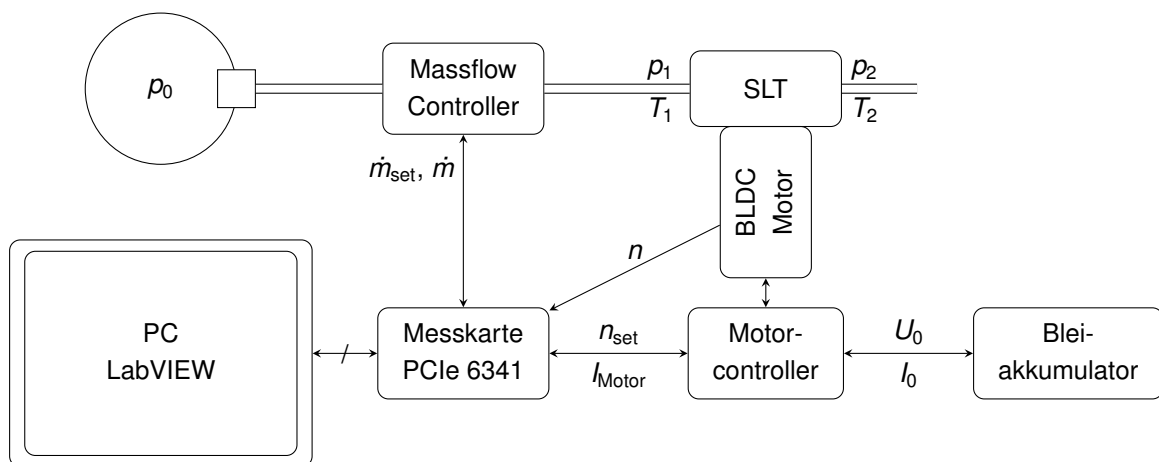


Abbildung 6.1.: Schematische Darstellung der Signalwege von Messwerterfassung und Ablaufsteuerung am SLT-Messplatz.

Die Messgrößen werden an mehreren Stellen erfasst. In Tabelle 6.1 sind die gemessenen Werte aufgeführt. Detailbetrachtungen einzelner Messstellen sind in Anhang B zu finden.

Tabelle 6.1.: Übersicht der Messstellen für die Charakterisierung am SLT-Versuchszplatz

Bezeichnung	Zeichen	Wertebereich	Einheit	Unsicherheit	Messstelle
Massestrom	\dot{m}	0 .. 250	slpm	0,5 % des Messwerts + 0,25 slpm	Massflow-Controller
Drehzahl	n	0 .. 150 000	min^{-1}	$10 \cdot 10^{-6} \text{ min}^{-1}$	Digitaler Hall-Sensor in maxon ECX-Generator
Eingangsdruck	p_1	0 .. 10	bar_{abs}	50 mbar	Wika S-10
Ausgangsdruck	p_2	0 .. 6	bar_{abs}	36 mbar	Wika S-10
Temp. am Einlass	T_1	-10 .. 30	$^{\circ}\text{C}$	0,5 K	NTC-Widerstandsmessung
Temp. am Auslass	T_2	-10 .. 30	$^{\circ}\text{C}$	0,5 K	NTC-Widerstandsmessung
Generatorstrom	I_{Motor}	-2 .. 2	A	keine Angabe	ESCON 36/3
Strom ESCON	I_0	-2,5 .. 2,5	A	12,5 mA	Shuntmessung
Spannung ESCON	U_0	0 .. 25	V	20 mV	Spannungsmessung

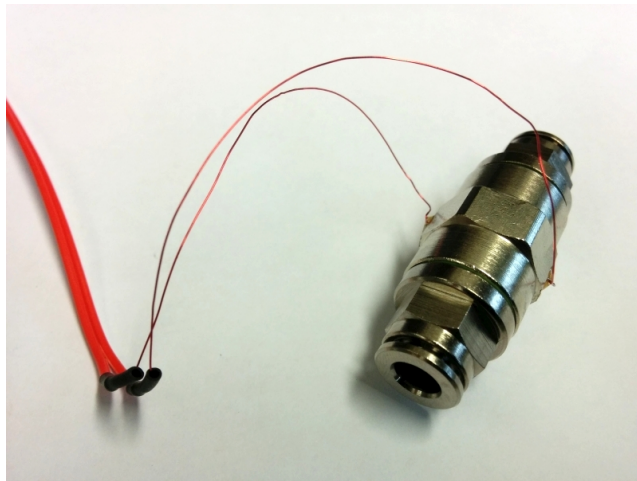
Für die Einstellung des Druckluft-Massestroms \dot{m} wird der Massflow-Controller *EL-FLOW Select*, Modell: *F-202AV-M20-ABD-33-V* der Firma *Bronkhorst, Ruurlo, Niederlande* eingesetzt. Mit dem Regelbereich von 1,4 slpm bis 250 slpm wird der Bereich der menschlichen Atmung vollständig abgedeckt, vgl. Abschnitt 2.2. Der Sollwert \dot{m}_{set} wird von der Messkarte als analoger Spannungswert zwischen 0 V und 10 V vorgegeben und auf den Bereich 0 slpm bis 250 slpm abgebildet. Die langsame Reaktionsgeschwindigkeit von min. 500 ms führt dazu, dass im Rahmen der Experimente anstelle von realen zeitabhängigen Atemprofilen ein gleichbleibender Massestrom je Messreihe eingestellt wird.

Am Turbinen-Generator-System wird eingangs- und ausgangsseitig der anliegende Druck p_1 bzw. p_2 der strömenden Luft gemessen. Hierzu werden Druckmessumformer *S-10* der Firma *WIKA SE & Co. KG, Klingenberg, Deutschland* eingesetzt. Die Ausgangssignale sind analoge Stromschleifen mit 4 mA bis 20 mA und werden an der Messkarte mittels einer 100 Ω -Last aufgenommen, siehe auch Anhang B.1.

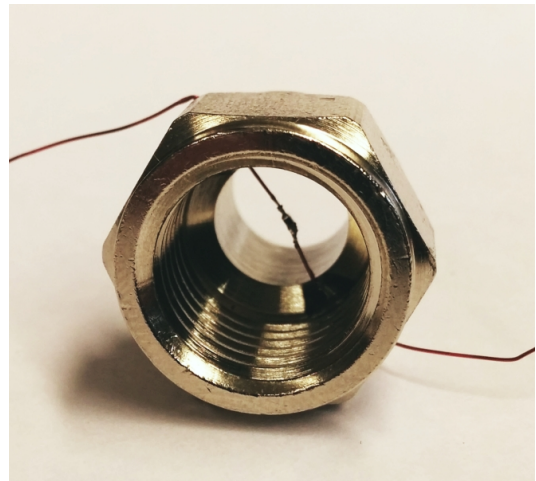
Ebenso wie der Druck wird auch die Temperatur der strömenden Druckluft am Ein- und Ausgang der Turbine gemessen. Hierzu wird jeweils ein 15 k Ω -NTC-Widerstand mit den Abmessungen 1 mm \times 0,5 mm \times 0,3 mm (L \times B \times H) in einen Pneumatik-Steckverbinder eingeklebt, siehe Abb. 6.2. Mit einem 50 k Ω -Ergänzungswiderstand wird das Messelement zu einem Spannungsteiler verschaltet, welcher mit 10 V beaufschlagt wird, siehe auch Anhang B.2. Entsprechend der Temperaturkennlinie des NTC-Widerstands wird aus der am Mittelabgriff des Spannungsteilers gemessenen Spannung die Temperatur errechnet.

Die Messung der Rotordrehzahl n erfolgt mithilfe des digitalen Hall-Sensors des maxon ECX-Generators. Je Umdrehung entsteht an der Signalleitung ein Rechteckimpuls zwischen 0 V und 5 V. Mittels eines Zählereingangs und der Messung des zeitlichen Abstands Δt zwischen zwei steigenden Flanken wird die Drehzahl berechnet. Die Zeitmessung zwischen den Flanken wird mit einer Auflösung von 10 ns durchgeführt. Es gilt

$$n = \frac{1}{\Delta t} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \quad \text{mit } [n] = \text{min}^{-1}. \quad (6.1)$$



(a)



(b)

Abbildung 6.2.: (a): Druckluft-Steckverbinder mit eingeklebtem NTC-Widerstand zur Temperaturmessung. (b): Nahaufnahme des Mittelteils. Der NTC-Widerstand schwebt frei im Luftstrom.

Die Sollwertvorgabe der Drehzahl n_{set} wird mithilfe des analogen Spannungseingangs der Steuerung ESCON 36/3 realisiert. Der Sollwert n_{set} wird von der Messkarte als analoger Spannungswert zwischen 0 V und 5 V vorgegeben und auf den Bereich 0 min^{-1} bis $60\,000 \text{ min}^{-1}$ abgebildet.

Zur Messung der Leistungsaufnahme bzw. -abgabe werden Stromaufnahme I_0 und die anliegende Gleichspannung U_0 an der Steuerung gemessen. Das Produkt $U_0 \cdot I_0 = P_{\text{ges}}$ ergibt die elektrische Leistung, die bei positivem Vorzeichen von der Motorelektronik aufgenommen wird, während bei negativem Vorzeichen Leistung an die Spannungsquelle abgegeben wird. Als Spannungsquelle wird eine Reihenschaltung von zwei 12 V-Blei-Akkumulatoren (Modell AGM12C-0028B von Rotek GmbH, Hagenbrunn, Österreich) mit einer Kapazität von 28 Ah eingesetzt. Der Strom wird mittels eines $100 \text{ m}\Omega$ -Shuntwiderstands und des Differenzverstärkers AD8211 (Analog Devices Inc., Norwood, MA, USA) zu einem Messsignal umgeformt und mit der Messkarte gemessen, siehe auch Anhang B.3. Die Bandbreite des Messwerts wird auf 10 Hz begrenzt, sodass die Messung einem zeitlichen Mittelwert entspricht und nicht durch die Schaltvorgänge der Motorsteuerung verfälscht wird.

Mit Kenntnis von Druck und Temperatur an Ein- und Auslass der Turbine lässt sich aus Gleichung (2.9b) an jedem Arbeitspunkt der Turbine die theoretisch verfügbare adiabate Leistung P_{adiabat} berechnen, (vgl. Kapitel 2.2 auf Seite 16). Setzt man diese mit der gemessenen elektrischen Gesamtleistung ins Verhältnis, erhält man den isentropen Gesamtwirkungsgrad η_{isentrop} :

$$\eta_{\text{isentrop}} = \frac{P_{\text{ges}}}{P_{\text{adiabat}}} \quad (6.2)$$

Der pneumatische Aufbau umfasst auf der Einlass-Seite der SLT den Druckluftspeicher, die Leitungen und die Regelung des Massestroms. Als Druckluftspeicher wird eine 50 Liter-Gasflasche eingesetzt. Mit einem Druckminderer wird der Flaschendruck zunächst auf 20 bar herabgesetzt und zum Massflow-Controller (s. oben) geführt. Dort wird entsprechend der Sollwertvorgabe aus dem Messprogramm ein geregelter Massefluss \dot{m} eingestellt. Entsprechend der Durchflusscharakteristik der Turbine stellt sich eingangsseitig ein Einlassdruck p_1 ein, welcher zusammen mit der Temperatur des Luftstroms T_1 gemessen wird. Die Druckluft durchströmt die Turbine und verrichtet dort technische Arbeit indem sie den Rotor antreibt.

Am Auslass der Turbine werden wiederum der Druck p_2 und die Temperatur des Luftstroms T_2 gemessen, bevor die Druckluft in die Atmosphäre entweicht.

Die Messwerte aller Messstellen werden in LabVIEW entsprechend des eingestellten Messregimes aufgezeichnet. Dabei können wahlweise automatisch Massefluss und/oder Solldrehzahl in definierten Grenzen mit jeweils frei wählbarer Schrittweite oder -anzahl als Arbeitspunkte angefahren werden. An jedem Arbeitspunkt wird mit der Messwertaufzeichnung gewartet, bis Massestrom und ggf. Solldrehzahl erreicht sind. Anschließend kann der nächste Arbeitspunkt automatisch eingestellt werden. Alternativ können alle Messwerte gleichmäßig über die Zeit erfasst werden, ohne dass eine übergeordnete Versuchssteuerung einzelne Arbeitspunkte einstellt. Die Stellgrößen Massefluss \dot{m} und Solldrehzahl n_{set} werden in diesem Fall manuell eingestellt.

6.2 Reibmoment des Rotors

Die Bestimmung des Reibmoments des Rotors dient der Analyse der Verlustmechanismen im Gesamtsystem. Das Reibmoment $M_R(n)$ ist drehzahlabhängig und sollte daher bei verschiedenen Drehzahlen mithilfe eines Auslaufversuchs bestimmt werden. Der Verlauf der Verlustleistung $P_R(\omega)$ ergibt sich direkt zu

$$\begin{aligned} P_R(\omega) &= M_R(\omega) \cdot \omega \\ \text{mit } \omega &= 2\pi n. \end{aligned} \quad (6.3)$$

Zur Bestimmung von $M_R(\omega)$ wird der Rotor auf eine Startdrehzahl n_0 gebracht und im Folgenden der fallende Verlauf der Kreisfrequenz des Rotors $\omega(t)$ aufgrund der Reibung in gleichmäßigen zeitlichen Abständen beobachtet. Das Newtonsche Trägheitsgesetz für drehende starre Körper liefert den zeitlichen Verlauf des Reibmoments:

$$M_R(t) = J \cdot \dot{\omega}(t) \quad (6.4)$$

Da $\omega(t)$ monoton fallend ist, existiert für jede Kreisfrequenz ω_i genau ein Zeitpunkt $t_i(\omega_i)$. Mit Gleichung 6.4 kann daher eine Kennlinie für das Reibmoment angegeben werden:

$$M_R(\omega) = J \cdot \dot{\omega}(t(\omega)) \quad (6.5)$$

Analog wird mit Gleichung 6.3 die Kennlinie für die Reibverluste bestimmt:

$$\begin{aligned} P_R(\omega) &= M_R(\omega(t(\omega))) \cdot \omega(t(\omega)) \\ &= J \cdot \dot{\omega}(t(\omega)) \cdot \omega(t(\omega)) \end{aligned} \quad (6.6)$$

Das Trägheitsmoment J des zusammengesetzten Rotorpakets bezüglich seiner Drehachse lässt sich rechnerisch zu $7,6 \cdot 10^{-7} \text{ kg m}^2$ bestimmen, siehe Anhang B.4. Hierbei wird für jeden Rotorbestandteil zunächst einzeln das Trägheitsmoment J_i mithilfe der jeweiligen Materialdichte und Geometrie bestimmt und anschließend die Summe $J = \sum_i J_i$ gebildet (*Steinerscher Satz*, siehe auch [67]).

Zur Bestimmung des Zeitverlaufs der Winkelgeschwindigkeit des Rotors $\omega(t)$ wird die Periodendauer mit Hilfe des im Maxon ECX-Generator integrierten digitalen Hall-Sensors gemessen. Um die Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}(t)$ zu erhalten, wird der Verlauf der gemessenen Kreisfrequenz nach der Zeit abgeleitet.

Auslaufversuch

Für die Versuchsdurchführung wird zunächst ein Rotorpaket aufgebaut, auf die Generatorwelle gespannt und bis zu einer Wuchtgüte G1 ausgewuchtet. Dieses Rotorpaket entspricht einer der in Kapitel 6.4 charakterisierten Ausführungen. Anschließend wird der Rotor mittels Druckluft auf mehr als $60\,000\text{ min}^{-1}$ beschleunigt. Die Luftzufuhr wird gestoppt und die Drehzahl alle 200 ms gemessen, bis der Rotor stillsteht. Während dieses Vorgangs sind die Phasenanschlüsse des Motors offen, sodass keine Bremswirkung aufgrund von Strömen in den Wicklungen entsteht. Es werden zehn solche Messreihen aufgenommen. Anschließend werden mit Gleichung 6.5 und 6.6 die Kennlinien $M_R(n)$ und $P_R(n)$ aufgetragen.

Ergebnisse

In Abbildung 6.3 sind die gemessenen Drehzahlverläufe im Zeitbereich dargestellt. Sie bilden die Basis für die weiteren Berechnungen der Reibmoment- bzw. Reibleistungs-Kennlinien.

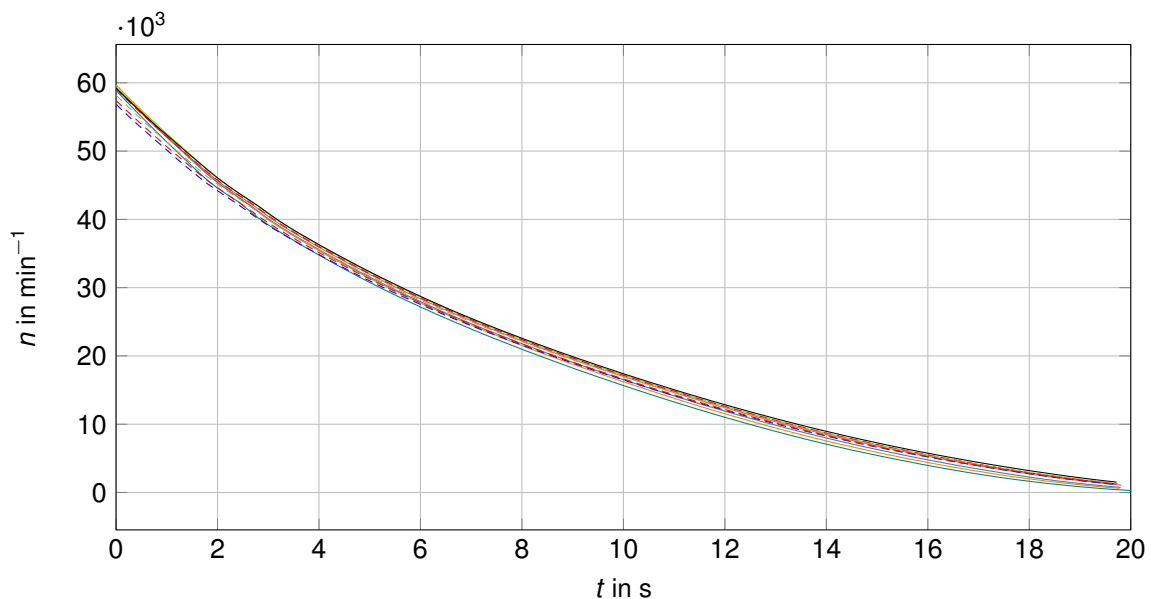


Abbildung 6.3.: Zeitliche Darstellung der Messreihen $n(t)$ des Auslaufversuchs zur Charakterisierung der Rotationsreibung ($N = 10$ Messungen)

Mit Gleichung 6.5 wird aus den Zeitverläufen die Reibmoment-Kennlinie errechnet. Sie ist in Abbildung 6.4 als Mittelwert der zehn Messungen dargestellt. Zusätzlich ist der 2σ -Bereich hervorgehoben, in dem sich 95,45% der gemessenen Verläufe befinden.

Analog wird Reibleistungs-Kennlinie mit Gleichung 6.6 bestimmt und in Abbildung 6.5 dargestellt.

Es zeigt sich, dass der Verlauf des Reibmoments zwischen 0 und $40\,000\text{ min}^{-1}$ annähernd linear verläuft. Zwischen $40\,000$ und $47\,000\text{ min}^{-1}$ weist die Kennlinie einen schwankenden Verlauf auf und geht

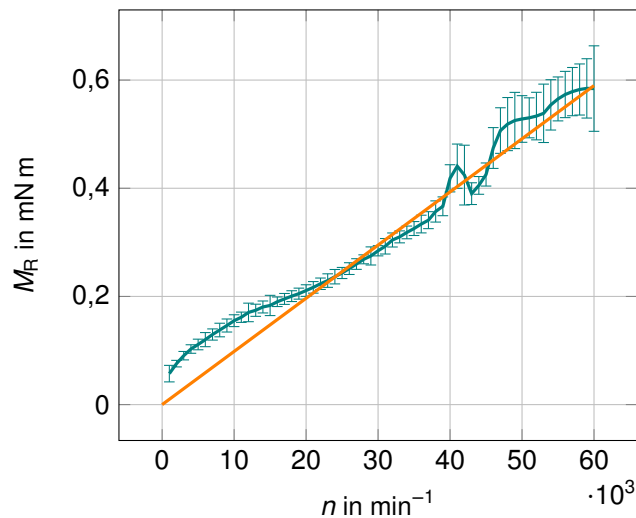


Abbildung 6.4.: Gemessene Reibmoment-Kennlinie $M_R(n)$ ($N = 10$ Messungen, Mittelwert und 2σ -Band). In orange ist die lineare Regressionsgerade mit $M_R(n) = 9,83 \text{ nNm} \cdot \text{min} \cdot n$ (mit n in min^{-1}) eingezeichnet.

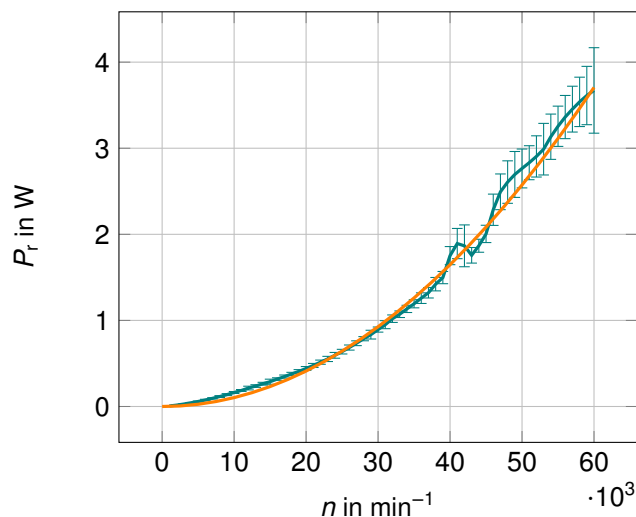


Abbildung 6.5.: Gemessene Reibleistung $P_R(n)$ ($N = 10$ Messungen, Mittelwert und 2σ -Band). In orange ist die quadratische Regressionskurve mit $P_R(n) = M_R(n) \cdot n \cdot \frac{2\pi}{60\text{s}}$ (mit n in min^{-1}) eingezeichnet.

danach wieder annähernd linear weiter. Die Schwankung wird auf eine mechanische Resonanz in der Generatorhalterung zurückgeführt, vgl. [61]. Da das 2σ -Band in diesem Bereich vergleichsweise eng an der Mittelwertlinie liegt und die Höhe der Schwankung größer ist, ist davon auszugehen, dass das beobachtete Phänomen signifikant ist. Das mittlere gemessene Reibmoment erreicht bei $60\,000 \text{ min}^{-1}$ einen Wert von $0,59 \text{ mNm}$. Die Steigung beträgt im Mittel ca. $98,3 \text{ }\mu\text{Nm pro } 10\,000 \text{ min}^{-1}$.

Die Kennlinie der Reibleistung zeigt einen quadratischen Verlauf. Die schon im Verlauf des Reibmoments beobachtete Schwankung zeigt sich erwartungsgemäß auch hier. Die mittlere Reibleistung bei $60\,000 \text{ min}^{-1}$ beträgt $3,7 \text{ W}$, wobei minimal $3,2 \text{ W}$ und maximal $4,2 \text{ W}$ gemessen wurde.

6.3 Durchflusscharakteristik der Turbine

Als Durchflusscharakteristik der Turbine wird der Zusammenhang zwischen anliegendem Eingangsdruck bzw. Druckverhältnis und dem sich einstellenden Massestrom bezeichnet. Mit ihr kann eine Aussage darüber getroffen werden, ob der Mitteldruck aus dem gewählten Anwendungsszenario, vgl. Kapitel 2.2, Seite 17, dazu ausreicht, die Anforderung an den maximalen Massestrom zu erfüllen.

Verschiedene Komponenten können auf die Durchflusscharakteristik der Turbine Einfluss nehmen. Hierzu zählen Anschlussquerschnitt, Düsenpaltbreite, Rotorkonfiguration und Auslassgeometrie. Hinzu kommt die gesamte Geometrie der Druckluftführung innerhalb des Turbinengehäuses sowie alle Fertigungstoleranzen. Im Rahmen der hier durchgeführten Experimente bleiben alle Einflüsse bis auf Düsenpaltbreite und Rotorkonfiguration gleich. Ziel ist es, festzustellen, welcher der beiden Einflüsse sich stärker auf die Durchflusscharakteristik auswirkt. Eine detaillierte Beschreibung der Statorbaugruppe und der Düsen-einsätze findet sich in Abschnitt 4.1.2 auf S. 34f.

Wird der Massestrom \dot{m} für alle durchgeführten Experimente (Rotorkonfigurationen aus Tabelle 6.2) über dem Eingangsdruck p_1 aufgetragen, ergibt sich die Darstellung in Abbildung 6.6.

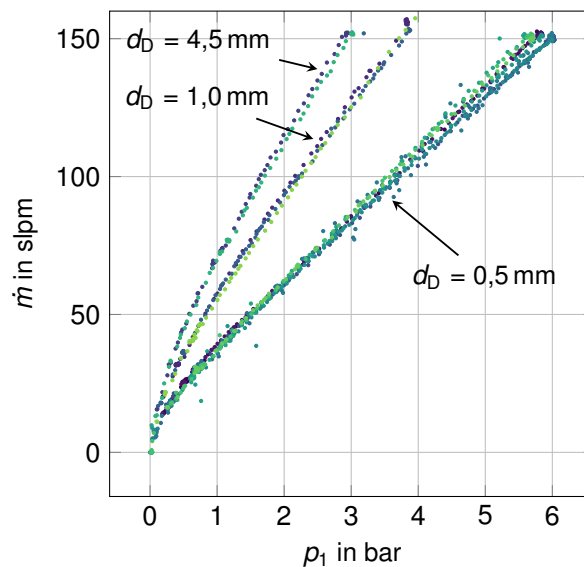


Abbildung 6.6.: Verlauf des gemessenen Massestroms bei verschiedenen Düsenpaltbreiten d_D : Darstellung in Abhängigkeit zum Eingangsdruck p_1

Es zeigt sich, dass die drei verwendeten Düsen mit den Spaltbreiten 0,5 mm, 1,0 mm und 4,5 mm maßgeblich beeinflussen, welcher Massestrom sich einstellt. Die Rotorbauform und -konfiguration hat einen untergeordneten Einfluss auf die Durchflusscharakteristik. Die schmalste Düse erlaubt bei 6 bar Eingangsdruck einen Massefluss von ca. 150 slpm. Dies entspricht gerade der Maximalanforderung. Der gleiche Massefluss wird mit der 1 mm breiten Düse schon bei 3,8 bar und mit der 4,5 mm breiten Düse bei 2,9 bar erreicht. Der maximal verfügbare Eingangsdruck in Höhe des Mitteldrucks eines Pressluftatemsystems von 8 bar ist demnach ausreichend.

6.4 Kennfelder des Gesamtsystems

Zur Charakterisierung der Kenndaten des Gesamtsystems bei verschiedenen Rotorkonfigurationen werden zwei Versuchsreihen durchgeführt:

Versuchsreihe A: Vorgabe des Massestroms bei *eingeschalteter* Drehzahlregelung. Der Massestrom wird von 0 slpm bis 150 slpm in Schritten von 25 slpm erhöht. Bei jedem Massestrom wird die geregelte Drehzahl in Schritten von 5000 min^{-1} auf einen Sollwert zwischen 0 min^{-1} und $60\,000 \text{ min}^{-1}$ eingestellt.

Versuchsreihe B: Vorgabe des Massestroms bei *abgeschalteter* Drehzahlregelung. Der Massestrom wird manuell kontinuierlich bis zu einem Maximalwert von 150 slpm erhöht. Die Erhöhung erfolgt langsam genug, dass sich die Drehzahl des Rotors quasistatisch der Strömungssituation anpasst.

Bei Versuchsreihe A werden die Messgrößen für jede der Sollwert-Kombinationen aufgenommen, während bei Versuchsreihe B eine kontinuierliche Erfassung der Messgrößen erfolgt.

Beide Versuchsreihen werden mit den gleichen Rotorkonfigurationen durchgeführt. Es werden insgesamt 15 verschiedene Konfigurationen aufgebaut und vor der jeweiligen Messung auf die Wuchtgüte G 2,5 ausgewuchtet. Die Rotorkonfigurationen teilen sich in neun SLT-Aufbauten und sechs Aufbauten mit 3D-gedruckten Schaufelturbinenläufern (siehe Kapitel 4.1.3). In Tabelle 6.2 sind die aufgebauten Konfigurationen dargestellt. Detaillierte Zeichnungen aller Konfigurationen sind in Anhang B.5 aufgeführt.

Tabelle 6.2.: Liste der Rotorkonfigurationen für die Experimente zur Charakterisierung des Turbinensystems. Insgesamt werden 15 Konfigurationen aufgebaut (9 SLT-Konfigurationen, 6 Konfigurationen mit 3D-gedrucktem Rotor), vgl. Anhang B.5.

Name	Spalte	Einzelspaltbreite in μm	Düsenspalt d_D in mm
SLT_1_100_0,5	1	100	0,5
SLT_1_200_0,5	1	200	0,5
SLT_1_300_0,5	1	300	0,5
SLT_1_400_0,5	1	400	0,5
SLT_1_500_0,5	1	500	0,5
SLT_2_100_0,5	2	100	0,5
SLT_3_100_0,5	3	100	0,5
SLT_5_100_1,0	5	100	1,0
SLT_23_100_4,5	23	100	4,5
Name	Rotor	Schaufelhöhe in mm	Düsenspalt d_D in mm
3D_A_0,5	A	0,5	0,5
3D_B_0,5	B	3,5	0,5
3D_B_1,0	B	3,5	1,0
3D_B_4,5	B	3,5	4,5
3D_C_0,5	C	1,0	0,5
3D_C_1,0	C	1,0	1,0

Versuchsreihe A: Eingeschaltete Drehzahlregelung

Für jede Rotorkonfiguration wird das Kennfeld der Gesamtleistung P_{ges} vermessen, indem Massestrom und Drehzahl auf feste Werte innerhalb der oben definierten Grenzen eingestellt werden. Bei der Teilung des Massestrombereichs bis 150 slpm in 7 Schritte (je 25 slpm) und des Drehzahlbereichs bis $60\,000 \text{ min}^{-1}$ in 13 Schritte (je 5000 min^{-1}) werden also $7 \cdot 13 = 91$ Arbeitspunkte je Rotorkonfiguration eingestellt, um die Zustandswerte des Versuchsstands aufzuzeichnen. Dieses Raster ist in Abbildung 6.7 dargestellt.

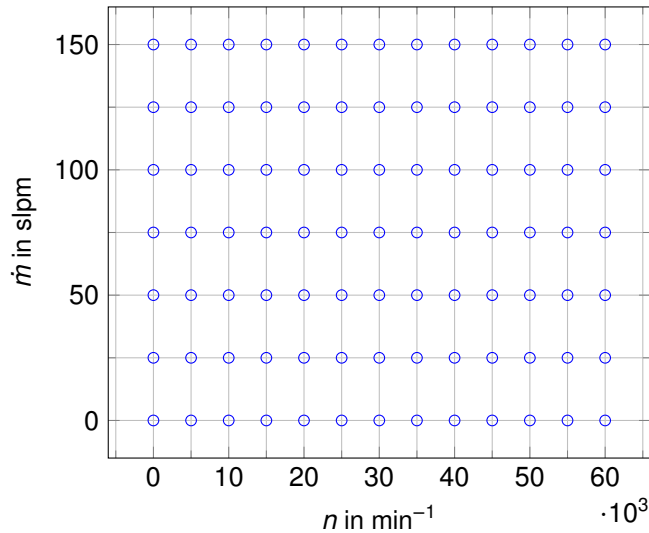


Abbildung 6.7.: Die für die Erstellung der Kennfelder erfassten 91 Arbeitspunkte als Sollwerte sind in der n - \dot{m} -Ebene dargestellt.

Durch die Regelung der Drehzahl des Generators wird die mittlere Phasenspannung durch den elektronischen Regler konstant gehalten, während sich das anliegende Turbinendrehmoment aufgrund des wachsenden Massestroms erhöht. Das Turbinendrehmoment M_T überlagert sich mit dem Reibmoment M_R des rotierenden Systems, sodass für die mechanische Wellenleistung gilt:

$$P_{\text{rot}} = (M_R - M_T) \cdot \omega \quad (6.7)$$

Solange das Reibmoment größer als das Turbinendrehmoment ist, ist P_{rot} positiv, und es muss Leistung vom Generator aufgebracht werden, um die Drehzahl zu halten. Sobald das Turbinendrehmoment größer als das Reibmoment ist, kehrt sich die Richtung des Leistungsflusses um, und der Generator kann rotatorische Leistung in elektrische Leistung umwandeln.

Die gesamte Leistungsaufnahme der Steuerung P_{ges} wird durch die mechanische Rotationsleistung P_{rot} , den konstanten Bedarf der Motorsteuerung P_{const} und einer Verlustkomponente P_{loss} zusammengesetzt:

$$P_{\text{ges}} = P_{\text{rot}} + P_{\text{loss}} + P_{\text{const}} \quad (6.8)$$

Messtechnisch wird die Gesamtleistung durch eine Strom- und Spannungsmessung an den Versorgungsklemmen der Steuerung und anschließende Multiplikation der Messwerte erfasst:

$$P_{\text{ges}} = U_0 \cdot I_0 \quad (6.9)$$

Das Vorzeichen der Leistungsangabe gibt eine Aussage darüber, ob Leistung vom Turbinen-Generator-System aufgenommen (positives Vorzeichen) oder abgegeben (negatives Vorzeichen) wird. Ein exemplarisches messtechnisch ermitteltes Kennfeld ist in Abbildung 6.8 gezeigt. Zur Erstellung der Kennfeldfläche wird zwischen den Messpunkten linear interpoliert. Die Höhenlinien bzw. Iso-Linien gleicher Leistung werden auf Basis der so interpolierten Fläche erzeugt.

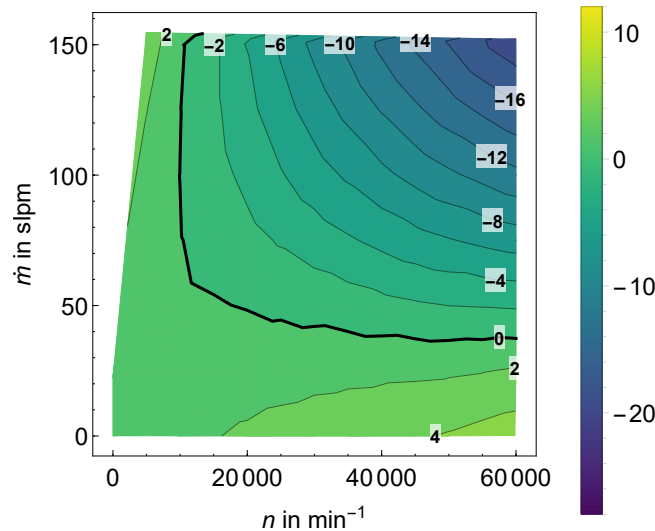


Abbildung 6.8.: Gemessenes Kennfeld der Gesamtleistung P_{ges} in W über der Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) (Beispiel: *SLT_3_100_0,5*)

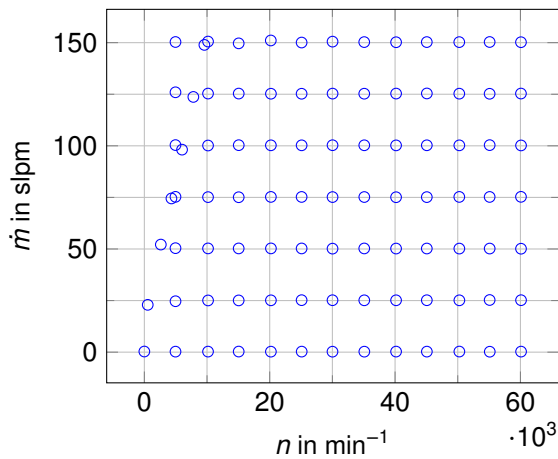
Im Leistungskennfeld zeigt die Nulllinie den Zustand, in dem die Rotationsleistung die Leistungsaufnahme der Steuerung und die Verlustleistung betragsmäßig gerade ausgleicht. Es gilt:

$$P_{\text{ges}} = P_{\text{rot}} + P_{\text{const}} + P_{\text{loss}} = 0 \quad (6.10)$$

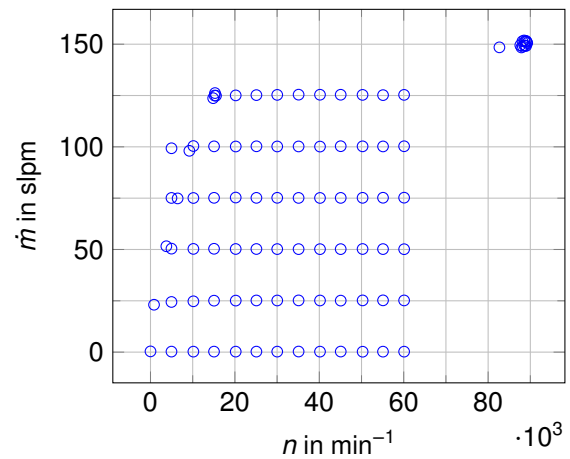
$$\Rightarrow |P_{\text{const}} + P_{\text{loss}}| = |P_{\text{rot}}| \quad (6.11)$$

An einigen Arbeitspunkten gelingt es der Drehzahlregelung nicht, die Solldrehzahl zu halten. Dies ist insbesondere bei geringen Drehzahlen und hohen Masseströmen der Fall und gleichzeitig von der Rotor-konfiguration abhängig. Es ist dem elektronischen Regler an diesen Arbeitspunkten nicht möglich, das zur Erreichung der Drehzahl erforderliche Drehmoment aufzubringen, welches dem Turbinendrehmoment entgegengesetzt wirkt. Hierdurch wird das Raster aus Abbildung 6.7 verzerrt, siehe Abbildung 6.9. Aus diesem Grund werden Arbeitspunkte, bei denen die Abweichung zwischen Soll- und Istdrehzahl mehr als 100 min^{-1} beträgt, nicht in die Darstellungen einbezogen.

In den folgenden Darstellungen aus Abb. 6.10 bis 6.11 sind die gemessenen Kennfelder der Gesamtleistung P_{ges} bei geregelter Drehzahl für alle aufgebauten Turbinenkonfigurationen gezeigt. Die Nulllinie ist jeweils dicker gezeichnet. Je dunkler der Farbton wird, desto mehr Leistung wird von der Steuerung an die Spannungsversorgung abgegeben. In Tabelle 6.3 ist die maximal abgegebene Leistung je Rotor-konfiguration angegeben. Die höchste Abgabeleistung wird stets bei der höchsten eingestellten Drehzahl erreicht. Bei manchen Konfigurationen konnte der maximale Massestrom von 150 slpm nicht eingestellt werden, ohne dass die Drehzahlregelung versagt.



(a) Beispiel: SLT_3_100_0,5



(b) Beispiel: 3D_B_0,5

Abbildung 6.9.: Darstellung der sich einstellenden Arbeitspunkte am Beispiel der Messreihen für die Rotorkonfigurationen SLT_3_100_0,5 und 3D_B_0,5 (vgl. Abbildung 6.7). Wenn das Turbinendrehmoment nicht von der Motorsteuerung ausgeglichen werden kann, entsteht eine Abweichung zur Solldrehzahl.

Tabelle 6.3.: Versuchsreihe A: Tabellarische Darstellung der je Rotorkonfiguration größten gemessenen elektrischen Abgabeleistung am Arbeitspunkt $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ mit Angabe der gemessenen Temperaturdifferenz $\Delta T_{1,2}$ und dem errechneten isentropen Gesamtwirkungsgrad.

Name	n in min^{-1}	\dot{m} in slpm	P_{ges} in W	$\Delta T_{1,2}$ in K	η_{isentrop}
SLT_1_100_0,5	60 111	150,4	−14,32	−11,2	5,51%
SLT_1_200_0,5	60 082	151,8	−18,48	−12,0	7,19%
SLT_1_300_0,5	59 984	152,1	−19,48	−10,2	7,31%
SLT_1_400_0,5	59 994	147,7	−18,10	−10,1	7,11%
SLT_1_500_0,5	59 991	148,8	−17,26	−10,0	6,47%
SLT_2_100_0,5	60 090	152,6	−19,44	−11,4	7,51%
SLT_3_100_0,5	60 085	150,2	−21,93	−12,8	8,11%
SLT_5_100_1,0	60 101	150,1	−12,91	−9,3	5,79%
SLT_23_100_4,5	60 006	146,1	−7,11	−1,6	3,80%
3D_A_0,5	60 069	150,7	−31,94	−12,0	11,92%
3D_B_0,5	60 085	125,3	−31,34	−11,8	15,02%
3D_B_1,0	60 100	150,2	−31,99	−9,8	14,73%
3D_B_4,5	60 002	150,3	−9,33	0,1	4,80%
3D_C_0,5	59 995	100,3	−27,20	−11,9	17,57%
3D_C_1,0	60 094	150,2	−29,95	−9,6	13,72%

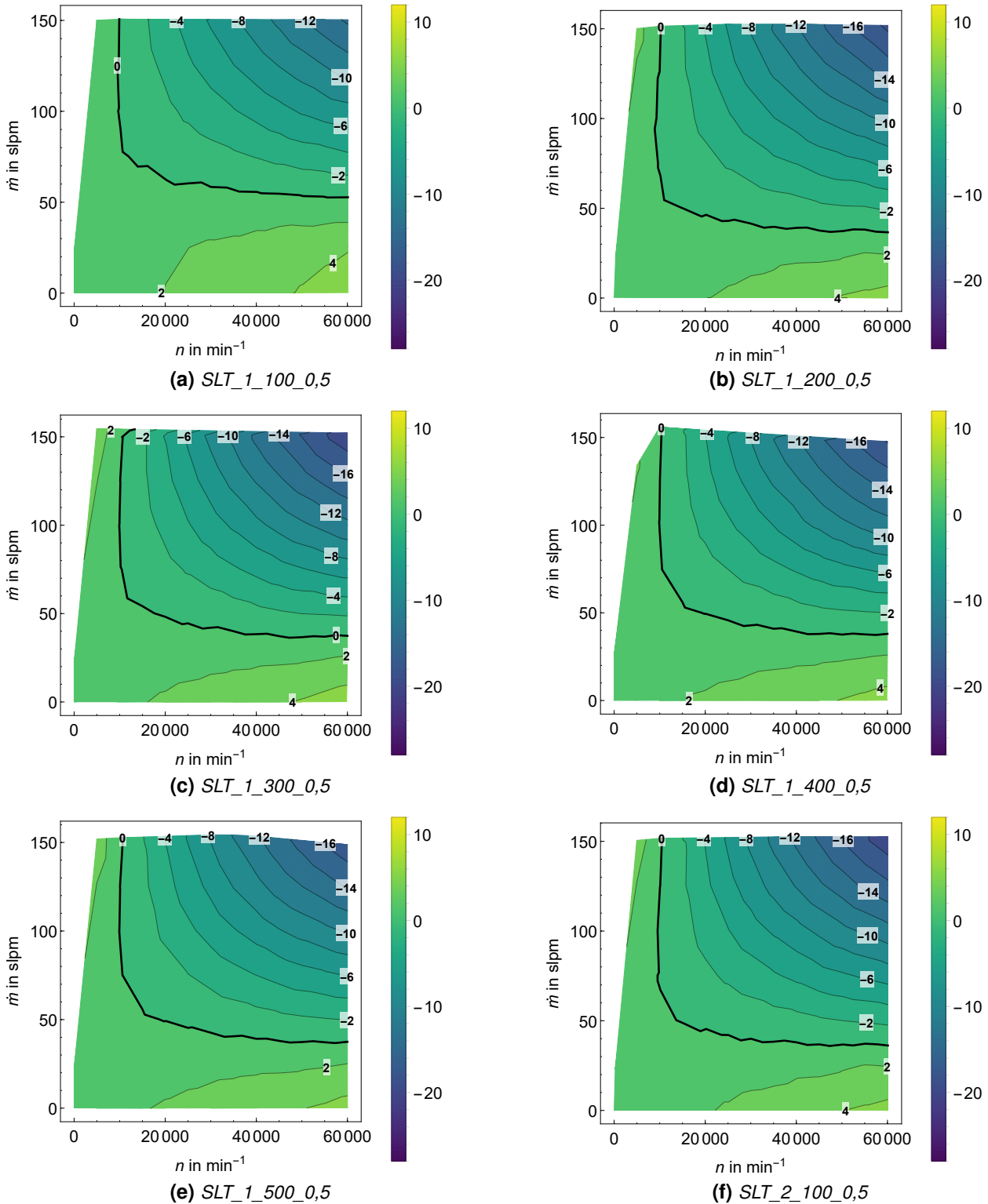


Abbildung 6.10.: Gemessene Kennfelder der Gesamtleistung P_{ges} in W über Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) der Konfigurationen mit SLT-Turbinenläufern, Versuchsreihe A (Teil 1).

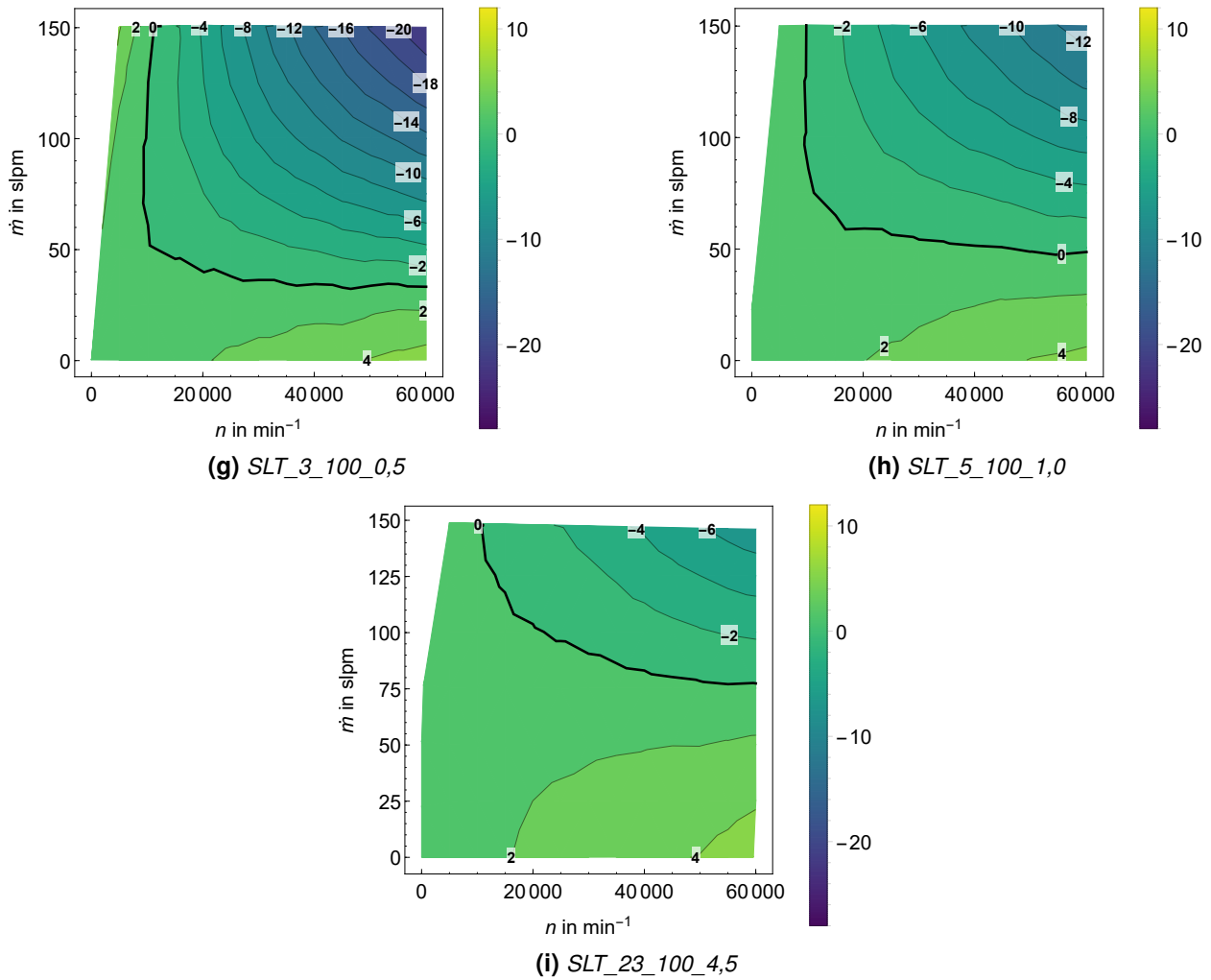


Abbildung 6.10.: Gemessene Kennfelder der Gesamtleistung P_{ges} in W über Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) der Konfigurationen mit SLT-Turbinenläufern, Versuchsreihe A (Teil 2).

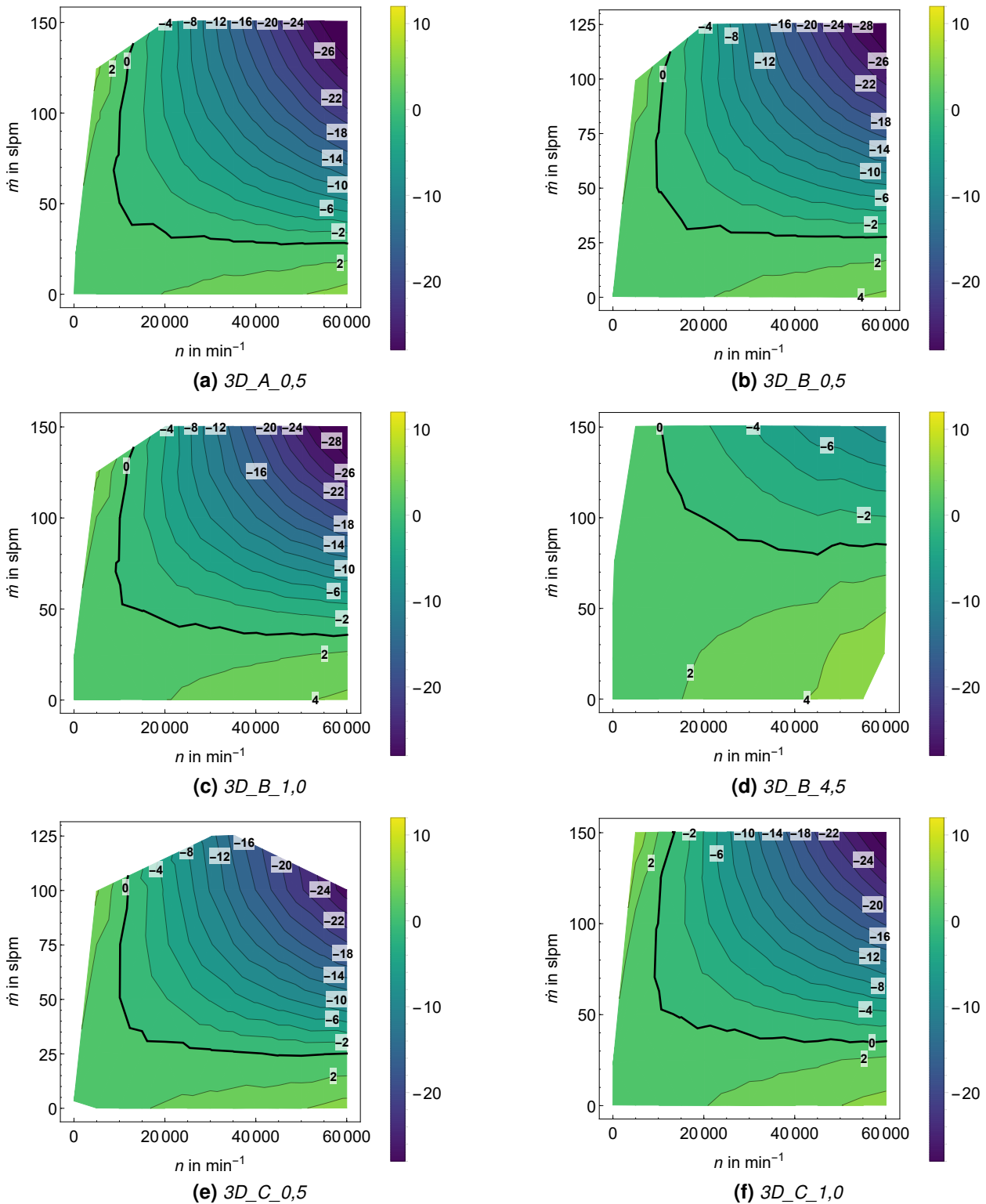


Abbildung 6.11.: Gemessene Kennfelder der Gesamtleistung P_{ges} in W über Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) der Konfigurationen mit 3D-gedruckten Turbinenläufern, Versuchsreihe A.

Bei abgeschalteter Drehzahlregelung wird die Turbine aus Sicht der Steuerung im Leerlauf betrieben. Das bedeutet, dass sich die induzierte Phasenspannung bis zur Höhe der Versorgungsspannung der Motorsteuerung erhöhen kann und kein Stromfluss an den Phasen stattfindet. In diesem Zustand wirken neben dem Turbinendrehmoment nur die Verlustmomente der Reibung (Lagerung und Luft) und der Ummagnetisierung des Stators auf den Rotor.

Erst wenn die induzierte Phasenspannung die Versorgungsspannung der Steuerung übersteigt, erlaubt der integrierte Gleichrichter des Motorcontrollers (vgl. Abb. 6.1) einen Stromfluss in Richtung der Spannungsversorgung. Das negative Vorzeichen dieses Stroms zeigt an, dass Leistung von der Motorsteuerung abgegeben wird. Der Stromfluss steht über die Drehmomentkonstante mit dem anliegenden Drehmoment in Verbindung:

$$M_{\text{Welle}} = k_M \cdot I \quad (6.12)$$

Je mehr Drehmoment durch die Turbine am Rotor anliegt, desto größer ist der Strom, der den Gleichrichter passieren kann. Unter der Annahme, dass die Spannungsversorgung der Steuerung konstant ist, kann die abgegebene elektrische Leistung als proportional zum Drehmoment angesehen werden.

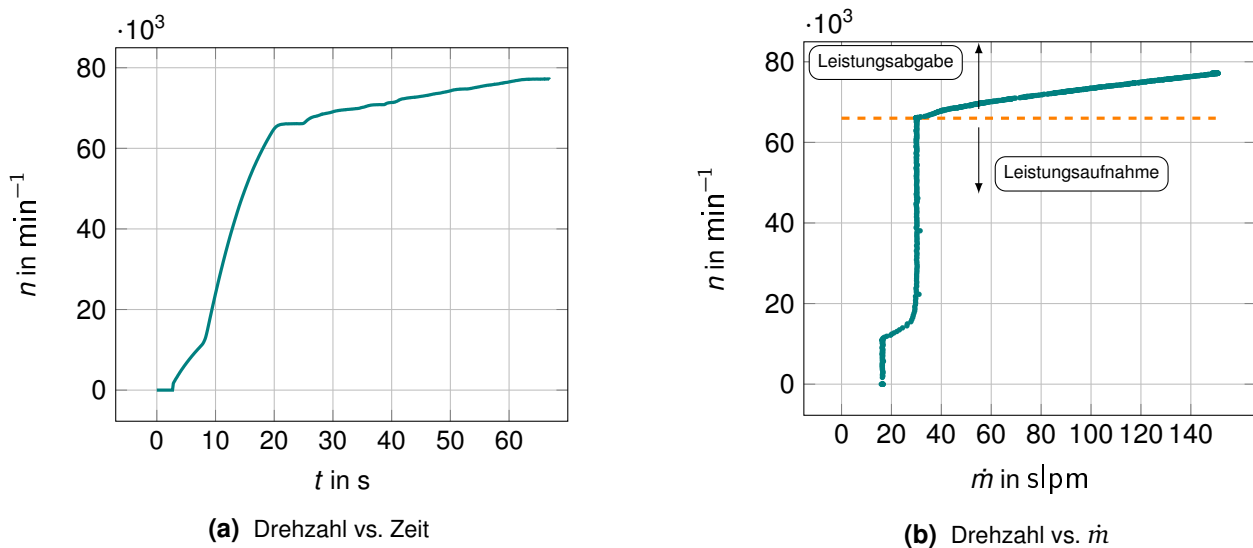


Abbildung 6.12.: Verlauf der Drehzahl (Beispiel: *SLT_3_100_0,5*). Bis ca. 66 000 min⁻¹ steigt die Drehzahl schnell an, danach ist der Verlauf deutlich flacher.

In Abbildung 6.12 ist der Verlauf der Rotordrehzahl über der Zeit, bzw. in Abhängigkeit zum Massestrom aufgetragen. Es ist auffällig, dass die Drehzahl bis ca. 30 slpm sehr sensibel auf den Massestrom reagiert. Sobald die Drehzahl ca. 66 000 min⁻¹ erreicht, steigt die Drehzahl mit wachsendem Massestrom deutlich langsamer an. Dies liegt im oben beschriebenen Zusammenhang zwischen Strom und Drehmoment begründet. Dass sich die Drehzahl trotz gleichbleibender Versorgungsspannung weiter erhöhen kann, ist dem Wicklungswiderstand der Statorwicklungen geschuldet: Der Stromfluss verursacht einen Spannungsfall über der Wicklung, sodass sich die induzierte Phasenspannung auf Wicklung und Gleichrichter aufteilt. Entsprechend nimmt auch die Verlustleistung in der Wicklung zu.

Die Leistungsaufnahme bzw. -abgabe der Steuerung ist in Abbildung 6.13 beispielhaft dargestellt. Bis ca. 66 000 min⁻¹ nimmt die Motorsteuerung elektrische Leistung auf. Ab einem gewissen Punkt reicht

die Leistung der Turbine aus, um die Motorsteuerung zu versorgen und darüber hinaus Leistung an die Spannungsversorgung abzugeben. Die maximale Abgabeleistung beträgt in diesem Beispiel ca. 23,3 W.

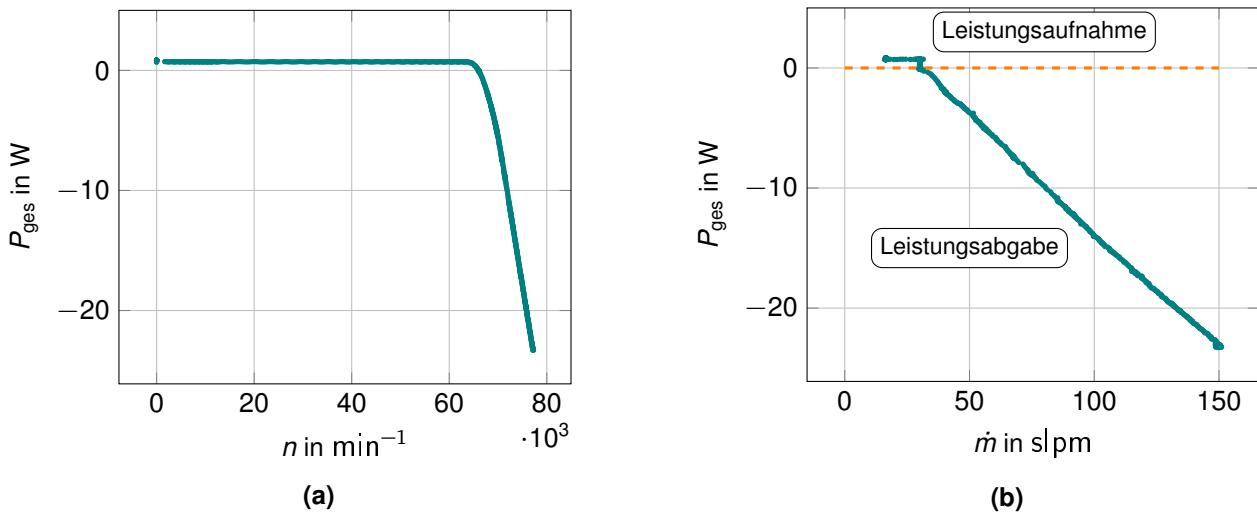


Abbildung 6.13.: Gemessener Verlauf der elektrischen Leistungsabgabe bzw. -aufnahme der Steuerung (Beispiel: *SLT_3_100_0,5*).

In Abbildung 6.13b ist ab dem Durchtrittspunkt auf der Abszisse eine annähernd lineare Abhängigkeit zwischen der elektrischen Leistung P_{ges} und dem Massestrom \dot{m} zu erkennen. Es lässt sich eine Regressionsgerade der Form

$$P_{\text{ges}}(\dot{m}) = k_P \cdot (\dot{m} - \dot{m}_0) \quad (6.13)$$

mit den charakteristischen Werten \dot{m}_0 und k_P bilden. Der Wert von \dot{m}_0 charakterisiert den Massestrom, ab dem die Turbinenleistung ausreicht, den Bedarf der Steuerung gerade auszugleichen, während k_P angibt, wie steil die Kennlinie verläuft. Abbildung 6.14 zeigt dies beispielhaft für die Konfiguration *SLT_3_100_0,5*.

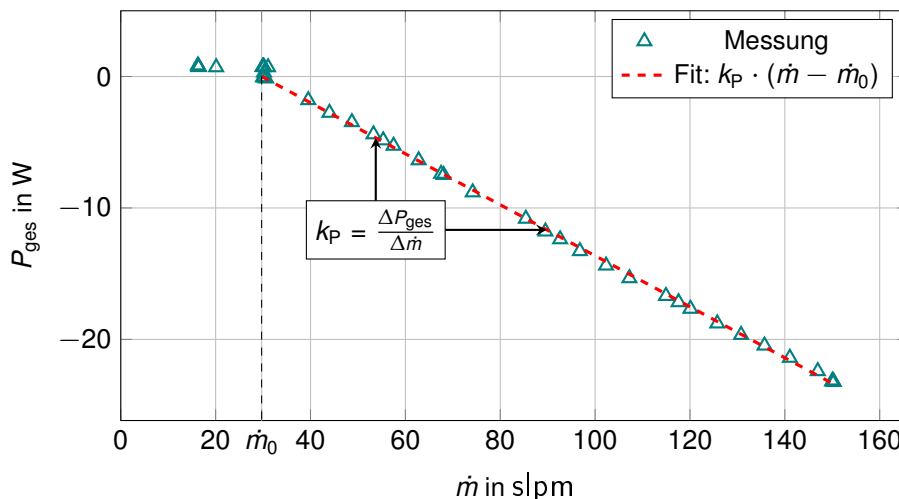


Abbildung 6.14.: Lineare Regression einer gemessenen Leistungs-Massestrom-Charakteristik mit den Parameterwerten $k_P = -0,194 \text{ W/slpm}$ und $\dot{m}_0 = 29,7 \text{ slpm}$ (Beispiel: *SLT_3_100_0,5*).

Die Leistungs-Massestrom-Charakteristiken aller durchgeführten Experimente sind in Abbildung 6.15a dargestellt. Die Parameterwerte der einzelnen Durchläufe sind in Abbildung 6.15b aufgetragen. Es ist gut

erkennbar, dass bei Verwendung von 3D-gedruckten schaufelbasierten Rotor-Elementen betragsmäßig höhere Werte für k_p erreicht werden, also bei gleichem Massestrom mehr Leistung von der Steuerung abgegeben werden kann.

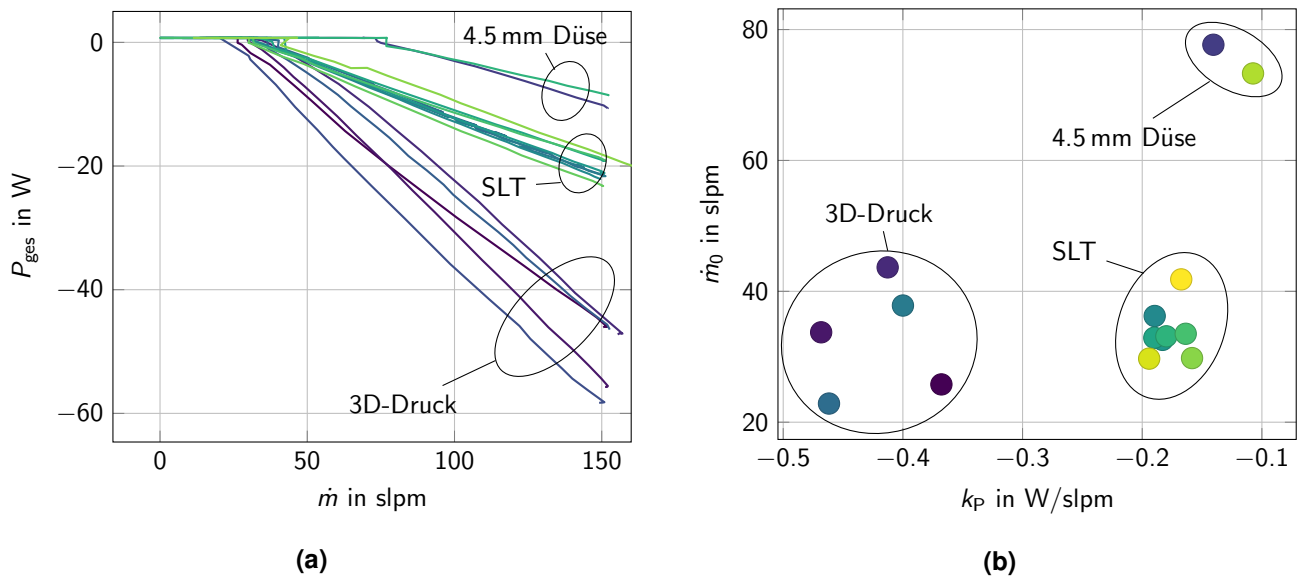


Abbildung 6.15.: Gemessene Leistungs-Massestrom-Charakteristik aller durchgeführter Experimente der Versuchsreihe B. Links: Verläufe der Kennlinien; Rechts: Diagramm der Regressionsparameter \dot{m}_0 und k_p .

Wie einleitend gezeigt und auch bei der Versuchsreihe A angewandt, kann für jeden Messzeitpunkt die theoretisch verfügbare Fluidleistung P_{adiabat} berechnet werden. Der isentrope Gesamtwirkungsgrad η_{isentrop} wird nach Gleichung (6.2) berechnet.

In Tabelle 6.4 sind die maximal erreichten Abgabeleistungen mit den zugehörigen Betriebsparametern angegeben.

Tabelle 6.4.: Versuchsreihe B: Tabellarische Darstellung der je Rotorkonfiguration größten gemessenen elektrischen Abgabeleistung mit Angabe von jeweils gemessener Drehzahl, Massefluss, Temperaturdifferenz $\Delta T_{1,2}$ und dem jeweils berechneten isentropen Gesamtwirkungsgrad.

Name	n in min^{-1}	\dot{m} in slpm	P_{ges} in W	$\Delta T_{1,2}$ in K	η_{isentrop}
SLT_1_100_0,5	76986	150,8	−21,54	−15,1	8,15%
SLT_1_200_0,5	76866	152,2	−21,70	−15,6	8,03%
SLT_1_300_0,5	77402	149,5	−22,27	−12,2	8,54%
SLT_1_400_0,5	76833	151,2	−21,14	−12,1	8,06%
SLT_1_500_0,5	75646	150,0	−19,22	−13,2	7,36%
SLT_2_100_0,5	75685	150,9	−19,18	−13,2	7,29%
SLT_3_100_0,5	77237	149,7	−23,28	−15,5	8,89%
SLT_5_100_1,0	76855	176,8	−22,81	−13,2	8,40%
SLT_23_100_4,5	71231	151,5	−8,60	−5,1	4,37%
3D_A_0,5	85935	150,5	−46,08	−17,3	17,47%
3D_B_0,5	90401	152,0	−55,80	−18,1	20,99%
3D_B_1,0	86286	155,6	−47,29	−15,6	20,93%
3D_B_4,5	72488	151,8	−10,73	−4,2	5,52%
3D_C_0,5	92114	149,2	−58,31	−21,2	22,13%
3D_C_1,0	86412	152,8	−46,48	−16,5	20,76%

6.5 Ergebnisdiskussion

Die Gegenüberstellung der Ergebnisse bei eingeschalteter und abgeschalteter Drehzahlregelung in Tabelle 6.5 auf S. 97 zeigt, dass die maximal gemessene Abgabeleistung P_{ges} zwischen $-7,11 \text{ W}$ (Versuchsreihe A, Tabelle 6.3) und $-58,31 \text{ W}$ (Versuchsreihe B, Tabelle 6.4) liegt und stark von der gewählten Rotorkonfiguration und der Betriebsart abhängt. Der isentrope Gesamtwirkungsgrad ist bei abgeschalteter Drehzahlregelung in allen Fällen bis auf einen deutlich höher. Dabei ist anzumerken, dass bei geregelter Drehzahl nicht alle Arbeitspunkte für den Massestrom eingestellt werden konnten.

Zudem zeigt sich, dass die Rotorkonfigurationen der 3D-gedruckten Varianten in Abgabeleistung und Wirkungsgrad deutlich höher liegen als die SLT-Konfigurationen. Die höchste abgegebene Leistung in beiden Versuchsreihen zeigt die Konfiguration $3D_C_0,5$ mit $-27,20 \text{ W}$ bzw. $-58,31 \text{ W}$. Dieses Ergebnis ist insofern unerwartet, als dass die Gestaltung der 3D-gedruckten Rotoren allein zur Demonstration eines Rapid-Prototyping-Szenarios ohne besonderes Augenmerk auf optimale Wandlungseigenschaften zu legen erfolgte. Ein Erklärungsansatz ist, dass die Drosselverluste im System stark dominieren, was ein Hinweis auf hohes Optimierungspotential im Fluidleitungs- und Düsenbereich der Turbine sein könnte (vgl. Abb. 6.17).

Der Vergleich zwischen dem entwickelten Turbinenmodell aus Kapitel 3 zeigt eine starke qualitative Ähnlichkeit der Leistungskennfelder $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$. In Abb. 6.16 sind die Leistungskennfelder einer auf die Rotorkonfiguration $3D_C_1,0$ angepassten Berechnung des Modells und einer exemplarischen Messung derselben Rotorkonfiguration aus Versuchsreihe A gegenübergestellt.

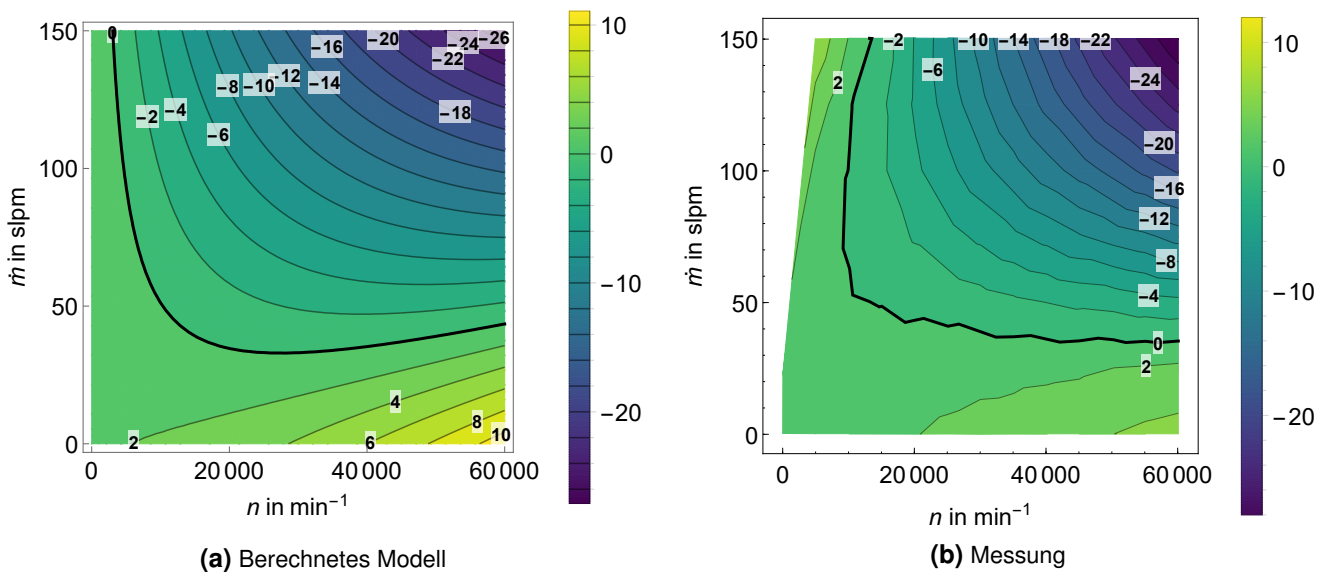


Abbildung 6.16.: Vergleich der Leistungskennfelder $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ (a): der Berechnung des Modells und (b): der Messung von Rotorkonfiguration $3D_C_1,0$.

Bei jedem Wechsel der Rotorkonfiguration ist der Rotorverbund neu auszuwuchten, was durch die in Kapitel 5 beschriebenen Maßnahmen und die Auswuchtmaschine sehr effizient und gleichzeitig präzise durchgeführt werden kann. Der halbautomatische Wuchtvorgang einer Rotorkonfiguration nimmt dabei bis zum Erreichen der Wuchtgüte G 2,5 nicht mehr als 120 s in Anspruch. Die Drehzahlen erreichen in den Messreihen etwa $92\,000 \text{ min}^{-1}$ und während Testläufen bis $150\,000 \text{ min}^{-1}$, wobei keine Beschädigung an den mechanischen Komponenten auftritt.

Die in 5.4 auf Seite 68ff beschriebene Verifikation der Unwuchtmessung zeigt, dass eine präzise Messung der Unwucht bis in den $\mu\text{g mm}$ -Bereich bei ausreichender Winkelauflösung möglich ist. Erreichbar wird dies durch die Kombination der Kalibrierung der Auswuchtmaschine bei der Auswuchtdrehzahl und der störungsunanfälligen Signalverarbeitung der Kraftmesswerte mittels Lock-In-Verstärker.

Im Vergleich mit den Ergebnissen des in Abschnitt 1.3 genannten AiF-ZIM-Projekts wird bei vergleichbarem Luft-Massestrom bis zum 4,83-fachen der elektrischen Leistung gewonnen (58,31 W bezogen auf vormals maximal 12 W). Diese Steigerung wird insbesondere durch die hochgenaue Wuchtung des Rotors ermöglicht. Zusätzlich konnten Lagerreibungsverluste durch den Verzicht auf ein radiales Fanglager reduziert werden. Auch der Betrieb mit unregelmäßiger Drehzahl führt, wie oben gezeigt, zu einer höheren elektrischen Abgabeleistung und höheren Wirkungsgraden bei gleicher Beaufschlagung mit Druckluft.

Die Verlustmechanismen auf Seiten der Steuerelektronik werden in dieser Arbeit nicht tiefer gehend untersucht. Hier könnten weitere Ansätze zur Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads gefunden werden, beispielsweise bei einer dedizierten Auslegung von verwendeter Versorgungsspannung und Schaltfrequenz.

Zur Berechnung des isentropen Gesamtwirkungsgrads η_{isentrop} ist die Systemgrenze sehr weit gefasst. Hierdurch werden alle thermodynamischen Verluststellen wie Wandreibung und Drosselverluste zusammengefasst. Weitere Messstellen für Druck und Temperatur direkt an den Düsen könnten weitere Einblicke liefern und eine detaillierte Angabe über Teilwirkungsgrade ermöglichen.

Das Sankey-Diagramm in Abb. 6.17 veranschaulicht am Beispiel der Rotorkonfiguration 3D_C_0,5 bei abgeschalteter Drehzahlregelung die diversen Verluste.

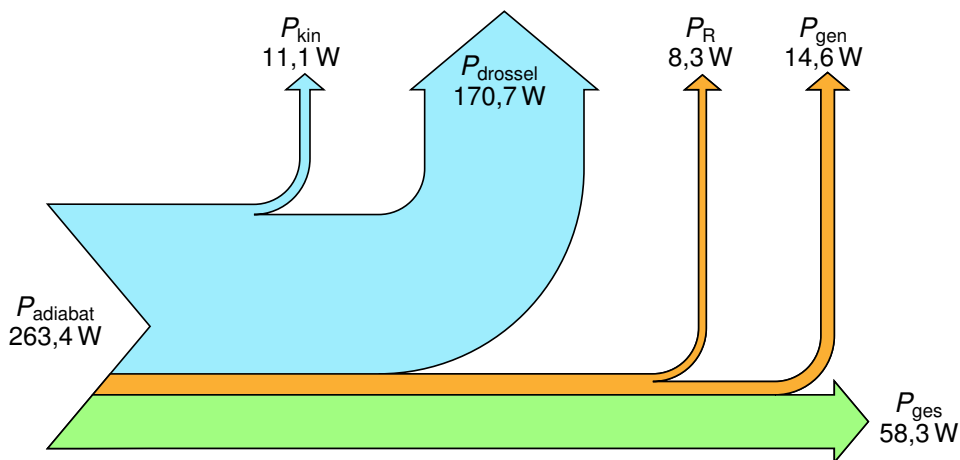


Abbildung 6.17.: Diagramm der Leistungsanteile im System für Rotorkonfiguration 3D_C_0,5 bei $\dot{m} = 150 \text{ slpm}$ und ca. $92\,000 \text{ min}^{-1}$. Der isentrope Wirkungsgrad beträgt $\eta_{\text{isentrop}} = 22,13 \%$.

Auf der Eingangsseite liegt die Fluidleistung $P_{\text{adiaabat}} = 263,4 \text{ W}$, welche sich in folgende errechnete Anteile aufteilt: Leistung zur Beschleunigung des Massestroms $P_{\text{kin}} = 11,1 \text{ W}$ (nach Abschnitt 2.2 „Thermodynamische Grundlagen zu Druckluft-Turbinen“), Drossel- bzw. innere Fluid-Reibungsverluste $P_{\text{drossel}} = 170,7 \text{ W}$ (Differenz zu den anderen Leistungsanteilen), Reibleistung der Generatorwelle $P_{\text{R}} = 8,3 \text{ W}$ (nach Modell aus Abschnitt 6.2 „Reibmoment des Rotors“), Generatorverlustleistung $P_{\text{gen}} = 14,6 \text{ W}$ (Annahme: 80 % Wirkungsgrad lt. Datenblatt [51]) und gemessene elektrische Abgabeleistung zwischen Steuerung und Batterie $P_{\text{ges}} = 58,3 \text{ W}$.

Tabelle 6.5.: Gegenüberstellung der Versuchsreihen A (n : geregelt) und B (n : ungeregelt) bezüglich maximaler Abgabeleistung und isentropem Gesamtwirkungsgrad.

Name	Versuchsreihe A		Versuchsreihe B		Änderung B ggü. A	
	$P_{\text{ges,A}}$ in W	$\eta_{\text{isentrop,A}}$	$P_{\text{ges,B}}$ in W	$\eta_{\text{isentrop,B}}$	$\frac{P_{\text{ges,B}}}{P_{\text{ges,A}}}$	$\frac{\eta_{\text{isentrop,B}}}{\eta_{\text{isentrop,A}}}$
SLT_1_100_0,5	−14,32	5,51%	−21,54	8,15%	+50%	+48%
SLT_1_200_0,5	−18,48	7,19%	−21,70	8,03%	+17%	+12%
SLT_1_300_0,5	−19,48	7,31%	−22,27	8,54%	+14%	+17%
SLT_1_400_0,5	−18,10	7,11%	−21,14	8,06%	+17%	+13%
SLT_1_500_0,5	−17,26	6,74%	−19,22	7,36%	+11%	+9%
SLT_2_100_0,5	−19,44	7,51%	−19,18	7,29%	−1%	−3%
SLT_3_100_0,5	−21,93	8,11%	−23,28	8,89%	+6%	+10%
SLT_5_100_1,0	−12,91	5,79%	−22,81	8,40%	+77%	+45%
SLT_23_100_4,5	−7,11	3,80%	−8,60	4,37%	+21%	+15%
3D_A_0,5	−31,94	11,92%	−46,08	17,47%	+44%	+47%
3D_B_0,5	−31,34	15,02%	−55,80	20,99%	+78%	+40%
3D_B_1,0	−31,99	14,73%	−47,29	20,93%	+48%	+42%
3D_B_4,5	−9,33	4,80%	−10,73	5,52%	+15%	+15%
3D_C_0,5	−27,20	17,57%	−58,31	22,13%	+114%	+26%
3D_C_1,0	−29,95	13,72%	−46,48	20,76%	+55%	+51%



7 Fazit und Ausblick

Diese Arbeit beschreibt Konstruktion, Aufbau und die abschließende Charakterisierung einer variablen Turbinenplattform. Die auf der Motivation einer tragbaren Anwendung in Atemsystemen gründende kompakte Bauform mit 20 mm Rotordurchmesser führt in Kombination mit der Gestaltungsfreiheit des aktiven Rotorbereichs zu einer Rotorkonstruktion, die aus mindestens sechs Einzelteilen besteht. Im Falle einer Scheibenläuferturbine können es bis zu 50 Einzelteile sein. Aufgrund der Toleranzen in Fertigung und Montage muss jede aufgebaute Rotorkonfiguration gewuchtet werden, bevor sie im Nenndrehzahlbereich betrieben werden kann. Mit einer neuen Methode zur Analyse und Auslegung von Maßnahmen für den Wuchtausgleich liefert diese Arbeit einen wissenschaftlichen Beitrag.

Es werden mit der Feinätztechnik und dem 3D-Druck zwei Verfahren zur Herstellung der Bauteile für den aktiven Rotorbereich eingesetzt, die bei akzeptablem Aufwand größtmöglichen Gestaltungsspielraum lassen. So können 15 Konfigurationen gegeneinander verglichen werden. Dabei zeigen insbesondere die 3D-gedruckten Rotorbauteile die besseren Leistungskennwerte. Der 3D-Druck als Rapid-Prototyping-Verfahren ermöglicht hier die schnelle experimentelle Verifikation verschiedener Auslegungen von Bauteilen. Beide Bauformen halten der mechanischen Beanspruchung durch die Drehzahl bis ca. $92\,000\text{ min}^{-1}$ und die daraus resultierenden Fliehkräfte und Vibrationsbelastungen in allen Konfigurationen dauerhaft stand.

Es zeigt sich, dass die Wahl der Bauweise des Rotors auf Basis einer Spannzange mit gemeinsamer Spannmutter für alle Bauteile mehrere Vorteile bietet: Die Änderung der Rotorkonfiguration ist schnell und einfach möglich, und die Verbindung mit der Generatorwelle ist lösbar. Dadurch ergibt sich wiederum Gestaltungsspielraum für das Turbinengehäuse. Damit einhergehend wird das *Betriebsauswuchten* im fertig montierten Zustand bei offenem Gehäuse notwendig.

Zur Auslegung des Wuchtausgleichs für den Rotor wird eine allgemeingültige Methodik für die Auslegung von Korrektereinheiten für die Unwucht in einer beliebigen Anzahl Ebenen mittels radial verschiebbarer Massen erarbeitet und für die Anwendung im Turbinenrotor eingesetzt. Nur hierdurch kann die montagebedingte Unwucht des Rotors erfolgreich kompensiert werden, was den Betrieb im hohen Drehzahlbereich überhaupt erst ermöglicht.

Es wird eine Auswuchtmaschine aufgebaut, der die präzise Bestimmung von Betrag und Winkellage der dynamischen Unwucht in zwei Ebenen ermöglicht. Das Messverfahren auf Basis des piezoelektrischen Effekts in Kombination mit der Signalverarbeitung mittels Lock-In-Verstärker und einem effizienten Kalibrierverfahren erweist sich als gut handhabbar und zuverlässig. In allen Fällen kann die vorhandene dynamische Unwucht kompensiert werden, sodass die Wuchtgüte $G_{2,5}$ erreicht wurde.

Die Charakterisierung der aufgebauten Rotorkonfigurationen zeigt, dass mit der verwendeten Kombination aus Kleinantrieb und Steuerelektronik elektrische Leistung aus der Druckluftströmung gewonnen werden kann. Je nach Betriebszustand und Rotorkonfiguration werden bis zu 58 W elektrischer Leistung bei isentropen Gesamtwirkungsgraden bis ca. 22,13 % gemessen. Dabei zeigt sich zum einen, dass die schaufelbasierten Konfigurationen den SLT-Konfigurationen in Wirkungsgrad und maximaler Gesamtleistung überlegen sind, und zum anderen, dass der Betrieb der Steuerelektronik mit abgeschalteter Drehzahlregelung eine höhere Abgabeleistung ermöglicht.

Es bleibt festzuhalten, dass das erarbeitete Wuchtkonzept einen Beitrag zur experimentellen Untersuchung kleiner Strömungsmaschinen liefert. Die ohne ausreichende Unwuchtkompensation entstehende Vibrationsbelastung, welche die Standzeiten der mechanischen Aufbauten und insbesondere der Lagerungen in großem Maße beeinträchtigt, kann auf diese Weise stark verringert werden. Hierdurch können die Anforderungen an Fertigungs- und Montagetoleranzen herabgesetzt werden, was sich in kostengünstigeren und schnelleren Herstellungsverfahren für die Einzelkomponenten widerspiegelt. Hohe Drehzahlen ermöglichen zudem eine kompaktere Auslegung der Komponenten für einen elektrischen Generator.

Anregung weiterer Arbeiten

Die gemachten Untersuchungen und erarbeiteten Konzepte liefern Ansatzpunkte für weitere Arbeiten und Analysen in verschiedenen Bereichen. Indem eine variable Plattform für die Untersuchung von verschiedenen Rotor-Stator-Konfigurationen einer kompakten Strömungsmaschine mitsamt der zur Charakterisierung nötigen Messkette erarbeitet und aufgebaut wurde, können sich nun Arbeiten zur weiteren Optimierung der Strömungsmaschine anschließen. Es ist auf einfache Weise möglich, Statoren und Rotoren auszutauschen und daraufhin die Kenndaten zu vermessen. Besonderes Augenmerk kann hier auf der Einlass-Geometrie liegen, da Verbesserungen an dieser Stelle eine Steigerung des Gesamtwirkungsgrades durch eine bessere Ausnutzung der Druckdifferenz über dem Gesamtsystem erwarten lassen. So könnten optimierte Düsenprofile und -verteilungen dazu führen, dass schon bei geringeren Masseströmen die gleiche elektrische Leistung abgegeben wird. Zur schnellen und kostengünstigen Fertigung der Komponenten kann der 3D-Druck hier eine tragende Rolle spielen.

Die Auslegung des BLDC-basierten Generators bietet ebenfalls Möglichkeiten für weitere Betrachtungen. Eine eingehende Untersuchung von Statorwicklung und -magnetfeldführung könnte Ansätze liefern, die Effizienz der Leistungswandlung positiv zu beeinflussen. Hier sollte auch die Idee verfolgt werden, die Funktion der elektrischen Maschine in die Bauteile des Turbinenrotors zu integrieren. So könnten beispielsweise Permanentmagnete in die Korrekturereinheiten für die Wuchtung eingebracht und statorseitig die magnetische Flussführung und Wicklungen in das Turbinengehäuse integriert werden. Hierdurch würde ein erheblich kompakterer Aufbau des Gesamtsystems ermöglicht. Darüber hinaus könnte eine aktive Magnetlagerung zur Reduktion der mechanischen Verluste beitragen. Alternativ zur magnetischen Lagerung kann auch eine mögliche Zweitnutzung des Druckluftstroms für eine Luftlagerung des Rotors als Gegenstand weiterer Arbeiten dienen.

Im Bezug auf die Anwendungsszenarien bei der Verwendung in Pressluft-Atemsystemen sollte untersucht werden, wie sich eine aufgrund der Atmung an- und abschwellige Luftzufuhr auf die Kenndaten auswirken und welche Maßnahmen ergriffen werden sollten, um diese zu optimieren. Hierzu sollte die in dieser Arbeit erstellte statische Modellierung des Gesamtsystems für den Zeitbereich erweitert werden. Ebenso kann der intermittierende Atemluftstrom unter Einsatz eines dynamischen Massestromreglers simuliert werden und so bei der experimentellen Verifizierung der Modellbildung eine verbesserte Annäherung an reale Nutzungsszenarien ermöglichen.

Hinsichtlich einer Verwendung des Turbinen-Generator-Systems im Atemluft-Weg eines Menschen müssen Sicherheitsaspekte entsprechend der einschlägigen Normen und Richtlinien beachtet werden. So darf die Atemluftversorgung des Anwenders auch bei mechanischem oder elektrischem Versagen der Bauteile niemals gefährdet sein. Der Einsatz von Systemen zur Betriebszustandsüberwachung und eine sorgfältige Untersuchung zum Failsafe-Betrieb können hier wichtige Beiträge leisten. In jedem Fall sind diese Aspekte im Zuge einer möglichen Produktentwicklung intensiv und mit größter Sorgfalt zu bearbeiten.

Literaturverzeichnis

- [1] T. J. Kaźmierski und S. Beeby, Herausgeber. *Energy Harvesting Systems*. 1. Auflage. New York, NY: Springer New York, 2011. 163 Seiten.
- [2] R. J. Brodd, Herausgeber. *Batteries for Sustainability*. New York, NY: Springer New York, 2013.
- [3] B. E. Conway. *Electrochemical Supercapacitors*. Boston, MA: Springer US, 1999.
- [4] M. Micielić und M. Demianiuk. *Ultra Capacitors — New Source of Power*. In: „Recent Advances in Mechatronics“. Herausgegeben von R. Jabłoński; M. Turkowski und R. Szewczyk. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007, Seiten 308–312.
- [5] A. F. Burke. *Energy Storage Energy Storage : Ultracapacitor Ultracapacitor*. In: „Transportation Technologies for Sustainability“. Herausgegeben von M. Ehsani; F. Wang und G. L. Brosch. New York, NY: Springer New York, 2013, Seiten 494–524.
- [6] N. Elvin und A. Erturk, Herausgeber. *Advances in Energy Harvesting Methods*. New York, NY: Springer New York, 2013.
- [7] W. Scheyer. *Lungenautomat*. 2. Auflage. Stuttgart: Nagelschmid, 1994.
- [8] W. Scales. *Best Practices for Compressed Air Systems : Second Edition*. 2. Auflage. Alexandria, Va.: The Compressed Air Challenge, 2007.
- [9] *Turbine*. US1061206 (A) Abstract of corresponding document: GB191024001 (A). N. Tesla. 06.05.1913.
- [10] K. Menny. *Strömungsmaschinen*. 5. Auflage. Wiesbaden: Teubner, 2006.
- [11] J. H. Armstrong. *An Investigation of the Performance of a Modified Tesla Turbine*. Master Thesis. Georgia Institute of Technology, 08/1952.
- [12] D. Nendl. *Eine Theoretische Betrachtung Der Reibungsturbomaschinen von Nikola Tesla*. Dissertation. Aachen, 1966.
- [13] G. Dibelius und D. Nendl. *Reibungsturbomaschinen*. Band 2348. Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen. Opladen: Westdeutscher Verlag, 1973.
- [14] *Tesla-Type Turbine with Alternating Spaces on the Rotor of Cooling Air and Combustion Gases*. US3999377 (A). R. Oklejas. 28. 12. 1976.
- [15] K. O. Felsch und M. Piesche. *Ein Beitrag zur Berechnung der Strömung in einer Tesla-Turbine bei temperaturabhängiger Zähigkeit des Fördermediums*. In: „Ingenieur-Archiv“ 50.2 (1981), Seiten 121–129.
- [16] M. Köhler. *Die Strömung Zwischen Zwei Parallelen, Rotierenden Scheiben*. In: „Acta Mechanica“ 12 (1-2 1971), Seiten 33–51.
- [17] K. O. Felsch und M. Piesche. *Der Einfluss von Düsenaustrittswinkeln Und Druckkräften Auf Die Kontur Drallbehafteter Gashohlstrahlen*. In: „Acta Mechanica“ 35 (3-4 1980), Seiten 163–172.
- [18] K. O. Felsch und M. Piesche. *Berechnung Der Spaltströmung in Einer Reibungspumpe Bei Temperaturabhängiger Viskosität Zur Förderung Hochviskoser Flüssigkeiten*. In: „Acta Mechanica“ 38 (1-2 1981), Seiten 19–30.
- [19] M. Piesche und K. O. Felsch. *Kompressible Unterschallströmungen in Reibungsverdichtern*. In: „Acta Mechanica“ 41 (1-2 1981), Seiten 99–107.

- [20] P. A. Thompson und M. O. Robbins. *Shear Flow near Solids: Epitaxial Order and Flow Boundary Conditions*. In: „Physical review A“ 41.12 (1990), Seite 6830.
- [21] A. F. Ladino. *Numerical Simulation of the Flow Field in a Friction-Type Turbine (Tesla Turbine)*. 2004.
- [22] P. Lampart; K. Kosowski; M. Piwowarski und Ł. Jędrzejewski. *Design Analysis of Tesla Micro-Turbine Operating on a Low-Boiling Medium*. In: „Polish Maritime Research“ 16 (Special 01.01.2009).
- [23] P. Lampart und Ł. Jędrzejewski. *Investigations of Aerodynamics of Tesla Bladeless Microturbines*. In: „Journal of Theoretical and Applied Mechanics“ 49 (2011), Seiten 477–499.
- [24] A. Guha und S. Sengupta. *The Fluid Dynamics of the Rotating Flow in a Tesla Disc Turbine*. In: „European Journal of Mechanics - B/Fluids“ 37 (01/2013), Seiten 112–123.
- [25] A. Guha und S. Sengupta. *Similitude and Scaling Laws for the Rotating Flow between Concentric Discs*. In: „Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy“ 228.4 (01.06.2014), Seiten 429–439.
- [26] H. Gupta und S. P. Kodali. *Design and Operation of Tesla Turbo Machine - A State of the Art Review*. In: „International Journal of Advanced Transport Phenomena“ 2.1 (2013), Seiten 7–14.
- [27] W. Rice. *Chapter 14: Tesla Turbomachinery*. In: „Handbook of Turbomachinery“. 2. Auflage. 1991, Seiten 861–874.
- [28] R. T. Deam; E. Lemma; B. Mace und R. Collins. *On Scaling Down Turbines to Millimeter Size*. In: „Journal of Engineering for Gas Turbines and Power“ 130.5 (2008).
- [29] J. Peirs; D. Reynaerts und F. Verplaetsen. *Development of an Axial Microturbine for a Portable Gas Turbine Generator*. In: „Journal of Micromechanics and Microengineering“ 13.4 (2003), Seiten 190–195.
- [30] J. Peirs; P. Vleugels; T. Waumans; M. Verlinden; D. Reynaerts und F. Verplaetsen. *Development of High-Speed Bearings for Micro Gas Turbines*. In: „Micromechanics Europe Workshop“. 2004, Seiten 313–316.
- [31] J. Peirs; F. Verplaetsen und D. Reynaerts. *A Micro Gas Turbine Unit for Electric Power Generation: Design and Testing of Turbine and Compressor*. In: „9th International Conference on New Actuators (Actuator 2004), Bremen, Germany, June“. 2004, Seiten 14–16.
- [32] D. Krähenbühl; C. Zwyssig; H. Weser und J. W. Kolar. *Mesoscale Electric Power Generation from Pressurized Gas Flow*. In: „Proceedings of the 7th International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications (PowerMEMS 2007), Freiburg, Deutschland, Nov“. 2008, Seiten 28–39.
- [33] D. Krähenbühl; C. Zwyssig; H. Weser und J. W. Kolar. *A Miniature, 500 000 Rpm, Electrically Driven Turbocompressor*. In: „IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, 2009. ECCE 2009“. IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, 2009. ECCE 2009. 09/2009, Seiten 3602–3608.
- [34] D. Krähenbühl; C. Zwyssig; H. Weser und J. W. Kolar. *Theoretical and Experimental Results of a Mesoscale Electric Power Generation System from Pressurized Gas Flow*. In: „Journal of Micromechanics and Microengineering“ 19.9 (01.09.2009), Seite 094009.
- [35] PNEUMO-POWER. Datenblatt. Metal Works S.p.A., 22.05.2013.
- [36] Homepage | Metal Work. URL: <https://www.metalwork.it/> (abgerufen am 22.10.2018).
- [37] F. Wang; W. Zheng; Z. Ming und B. Wang. *Design Considerations of High-Speed PM Generators for Micro Turbines*. In: „Power System Technology, 2002. Proceedings. PowerCon 2002. International Conference On“. Band 1. IEEE, 2002, Seiten 158–162.
- [38] F. Wang; M. Zong; W. Zheng und E. Guan. *Design Features of High Speed PM Machines*. In: „Electrical Machines and Systems, 2003. ICEMS 2003. Sixth International Conference On“. Band 1. IEEE, 2003, Seiten 66–70.

-
- [39] A. Rahman; A. Chiba und T. Fukao. *Super High Speed Electrical Machines-Summary*. In: „Power Engineering Society General Meeting, 2004. IEEE“. IEEE, 2004, Seiten 1272–1275.
- [40] C. Zwyssig; S. D. Round und J. W. Kolar. *Analytical and Experimental Investigation of a Low Torque, Ultra-High Speed Drive System*. In: „Industry Applications Conference, 2006. 41st IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2006 IEEE“. Band 3. IEEE, 2006, Seiten 1507–1513.
- [41] C. Zwyssig; J. W. Kolar; W. Thaler und M. Vohrer. *Design of a 100 W, 500000 Rpm Permanent-Magnet Generator for Mesoscale Gas Turbines*. In: „Industry Applications Conference, 2005. Fourtieth IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2005“. Band 1. IEEE, 2005, Seiten 253–260.
- [42] C. Zwyssig; M. Duerr; D. Hassler und J. W. Kolar. *An Ultra-High-Speed, 500000 Rpm, 1 kW Electrical Drive System*. In: „Power Conversion Conference-Nagoya, 2007. PCC’07“. IEEE, 2007, Seiten 1577–1583.
- [43] C. Zwyssig; J. W. Kolar und S. D. Round. *Megaspeed Drive Systems: Pushing Beyond 1 Million r/Min*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 14.5 (10/2009), Seiten 564–574.
- [44] H. Raisigel; O. Cugat und J. Delamare. *Permanent Magnet Planar Micro-Generators*. In: „Sensors and Actuators A: Physical“ 130-131 (08/2006), Seiten 438–444.
- [45] R. Stephan; K. Schaber; K. Stephan und F. Mayinger. *Thermodynamik Grundlagen Und Technische Anwendungen - Band 1: Einstoffsysteme*. 19. Auflage. Band 1. 2 Bände. Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013.
- [46] K. Lucas. *Thermodynamik*. 7. Auflage. Springer, Berlin, Heidelberg, 2008.
- [47] Holger Watter. *Grundlagen der Fluidmechanik*. In: „Hydraulik und Pneumatik“. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017, Seiten 55–84.
- [48] Joseph Spurk und Nuri Aksel. *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. 8. Auflage. Berlin: Springer, 25.08.2010. 574 Seiten.
- [49] K. Lucas. *Die Energiebilanz*. In: „Thermodynamik“. Springer, Berlin, Heidelberg, 2008, Seiten 147–257.
- [50] D. Mathias. *Ausdauersport und Lunge*. In: „Fit und gesund von 1 bis Hundert“. Springer, Berlin, Heidelberg, 2018, Seite 77.
- [51] *Maxon ECX SP 16M STEC A 24V HS - Technische Daten*. Datenblatt. Maxon Motor AG, 01/2016.
- [52] N. J. Smith. *Matplotlib Colormaps*. 03.06.2015. URL: <http://bids.github.io/colormap/> (abgerufen am 02.06.2017).
- [53] *Maxon Motor - Online Shop*. URL: <https://www.maxonmotor.de/maxon/view/product/motor/ecmotor/ECX/ECX16/ECXZ16M1KN46K1SC1D493A> (abgerufen am 27.04.2018).
- [54] H. Schneider. *Auswuchttechnik*. 7. Auflage. VDI-Buch. Berlin: Springer, 2007. 362 Seiten.
- [55] *DIN ISO 19499:2008-03, Mechanische Schwingungen - Auswuchttechnik - Einführung Und Leitfaden Für Die Auswahl Und Anwendung von Auswuchtnormen (ISO 19499:2007)*.
- [56] *DIN ISO 1925:2002-05, Mechanische Schwingungen - Auswuchttechnik - Begriffe (ISO 1925:2001)*.
- [57] *DIN ISO 21940-11:2016-11, Mechanische Schwingungen - Auswuchten von Rotoren - Teil 11: Verfahren Und Toleranzen Für Rotoren Mit Starrem Verhalten*.
- [58] *DIN ISO 11342:1999-05, Mechanische Schwingungen - Verfahren Und Kriterien Für Das Mechanische Auswuchten Nachgiebiger Rotoren (ISO 11342:1998)*.
- [59] *VDI 3835:2009-09, Auswuchten von Rotoren Mit Wellenelastischem Verhalten - 2+N-Verfahren Zum Auswuchten Bei Mehreren Drehzahlen*.

-
- [60] P. A. Tipler und G. Mosca. *Physik*. Herausgegeben von J. Wagner. 7. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015.
- [62] S. S. Skiena. *Computational Geometry*. In: „The Algorithm Design Manual“. Springer London, 2012, Seiten 562–619.
- [64] H. A. Tilmans. *Equivalent Circuit Representation of Electromechanical Transducers: I. Lumped-Parameter Systems*. In: „Journal of Micromechanics and Microengineering“ 6 (1996), Seite 157.
- [65] G. Urban. *Physikalische Sensoreffekte*. In: „Sensortechnik“. Herausgegeben von H. Tränkler und L. M. Reindl. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2014, Seiten 55–103.
- [66] P. Horowitz und W. Hill. *The Art of Electronics*. 3. Auflage. New York, NY: Cambridge University Press, 02. 04. 2015.
- [67] A. Böge. *Technische Mechanik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.

Betreute Arbeiten

- [61] F. Klug. *Entwicklung Und Aufbau Einer Wuchtungseinrichtung Für Die Experimentelle Untersuchung von Rotorkonfigurationen von Scheibenläuferturbinen*. Master Thesis. Technische Universität Darmstadt, 05. 11. 2015.
- [68] S. Namyslo. *Entwicklung Und Aufbau Einer Zweiquadranten-Spannungsquelle*. Bachelor Thesis. Technische Universität Darmstadt, 27. 03. 2014.
- [69] J. Hinrichs. *Entwicklung Und Aufbau Einer Elektrischen Leistungsmessstelle Für Bürstenlose Gleichstromantriebe*. Bachelor Thesis. Technische Universität Darmstadt, 22. 04. 2014.
- [70] D. Fomen. *Entwicklung Eines Integrierten Generators Für Scheibenläuferturbinen*. Master Thesis. Technische Universität Darmstadt, 21. 04. 2015.

Eigene Publikationen

- [63] D. Pfeffer; F. Klug; H. F. Schlaak und P. P. Pott. *Design of a Balancing Device for Small High Speed Rotors*. In: „ACTUATOR16, International Conference Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems“. 06/2016.
- [71] D. Pfeffer; C. Hatzfeld und R. Werthschützky. *Development of an Electrodynamic Velocity Sensor for Active Mounting Structures*. In: „Euroensors XXV“. 09/2011.
- [72] D. Pfeffer; C. Scholz; C. Belly; R. Wäsche; H. F. Schlaak und P. P. Pott. *Modular Test Bed for Performance Assessment of Piezoelectric Stick-Slip Actuators*. In: ACTUATOR14, International Conference Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems. 2014.
- [73] D. Pfeffer; C. Scholz; C. Belly; R. Wäsche; H. F. Schlaak und P. P. Pott. *Influence of the Actuation Waveform on the Performance of Piezoelectric Stick-Slip Actuators*. In: „ETG-Fachbericht 146: IKMT 2015“. ETG/GMM-Symposium Innovative small Drives and Micro-Motor Systems (IKMT 2015). 09/2015, Seiten 100–104.

Abbildungsverzeichnis

1.1. Schematische Darstellung eines Pressluft-Atemsysteams für den mobilen Einsatz. Der Flaschendruck wird über die erste Stufe auf einen Mitteldruck reduziert. Die zweite Stufe reduziert den Mitteldruck auf Umgebungsdruckniveau.	2
1.2. Schematische Darstellung eines Pressluft-Atemsysteams mit Energy-Harvesting. Ein Teil der Druckdifferenz wird im Bereich der 2. Stufe über einer Strömungsmaschine abgebaut, wodurch die Welle eines Generators angetrieben wird.	2
1.3. Funktionsmuster für Scheibenläuferturbinen aus dem ZIM-KOOP-Projekt. (a): Aufbau zur Untersuchung der Reibleistung. (b): Vollständig montiertes SLT-Turbinen-Generator-System	4
1.4. Funktionsmuster des Turbinen-Generator-Systems aus dem ZIM-KOOP-Projekt. Schnittzeichnung mit Abmessungen und Kennzeichnung der Einzelkomponenten.	5
2.1. Axiale, halbaxiale und radiale Laufradformen nach [10].	8
2.2. Originalzeichnungen aus der Patentschrift <i>Turbine</i> (1913) von NIKOLA TESLA [9].	8
2.3. Schematische Darstellung einer Scheibenläuferturbine mit $N = 10$ Scheiben und einseitiger Auslassführung. Der Pfeil deutet die Drehrichtung des Rotors mit der Winkelgeschwindigkeit ω an. Links: Draufsicht; rechts: Seitenansicht.	9
2.4. Explosionsansicht der Mikroturbine von PEIRS et al. [29]: (1) pneumatischer Anschluss, (2) Abstandsring, (3) Düsenscheibe, (4) Kugellager, (5) Turbinenrotor ($\varnothing 10$ mm), (6) Auslassscheibe, (7) Sprengring, (8) Gehäuse ($\varnothing 15$ mm \times 25 mm).	10
2.5. Messergebnisse der elektrischen Gesamtleistung der Mikroturbine von PEIRS et al. und Aufstellung der Verlustleistungsanteile [29].	11
2.6. Sankey-Diagramm der Verluste bei 1 bar und $100\,000\text{ min}^{-1}$ der elektrischen Gesamtleistung der Mikroturbine von PEIRS et al. [29].	12
2.7. Schnittzeichnung durch die zweistufige Radialturbine von KRÄHENBÜHL et al. [33]. Im Zentrum liegt der integrierte BLDC-Antrieb, der als Generator verwendet wird. Das Gehäuse ist 80 mm lang und hat einen Durchmesser von 35 mm.	12
2.8. PNEUMO-POWER von Metal Work S.p.A. mit einer Nennleistung von bis zu 12 W bei 24 V [36]. Das Gerät hat eine Grundfläche von 100 mm \times 50 mm bei einer Höhe von 58 mm. .	13
2.9. Schematische Darstellung aus [38] für Luftlager (a) und Magnetlager (b).	13
2.10. High-speed-Generatoren von ZWYSSIG et al., veröffentlicht in [42] und [43].	14
2.11. Mikroturbine nach RAISIGEL et al. mit PCB-Flachspule und NdFeB-Rotor mit 8 mm Durchmesser an einem Zahnarztbohrer zur Drehzahlerzeugung bis $380\,000\text{ min}^{-1}$ [44].	14
2.12. Stationärer Fließprozess in einer Turbine. Der Stoffstrom \dot{m} durchströmt die Turbine und es wird eine technische Leistung P_t abgeführt. Der Druck p_1 bzw. p_2 und die Temperatur T_1 bzw. T_2 können an Ein- und Auslass verschieden sein. Zeichnung angelehnt an [49]. . .	16
3.1. Darstellung des Gesamtkonzepts der Energiewandlungskette: Die Fragestellung lässt sich in die vier Hauptbestandteile <i>Druckluftspeicher</i> , <i>Turbine</i> , <i>Generator</i> und <i>elektrischer Energiespeicher</i> zerlegen.	19
3.2. Aufschlüsselung der Klemmenleistung P_{ges} in die Gruppen $P_{\text{Steuerung}}$ und P_{rot} bzw. die Einzelbestandteile P_{const} , P_{loss} , P_R und P_T	20
3.3. Darstellung der Farbtabelle <i>Viridis</i> für den Wertebereich von 0 bis 1. <i>Viridis</i> ist für die gleichmäßige Wahrnehmung von Farbabständen optimiert. Auch beim Graustufen-Druck bleibt diese Eigenschaft erhalten [52].	23

3.4.	Berechnetes Leistungskennfeld $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ in W aus Gleichung (3.11) mit den in Tabelle 3.2 angegebenen Modellparametern. Horizontal ist die Drehzahl n in min^{-1} und vertikal ist der Massestrom in slpm aufgetragen. Die Linien verlaufen entlang gleicher Abgabeleistung (in W). Die Nulllinie ist stärker gezeichnet.	23
3.5.	Berechnung der Lage der Nulllinie des Leistungskennfelds $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$. Variation der Modellparameter zwischen null- und zweifacher Größe in Drittel-Schritten.	24
3.6.	Berechnung der Lage der Nulllinie des Leistungskennfelds $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ für die experimentell ermittelten Werte des Strömungskoeffizienten c_{Tp} bei $d_D = 0,5 \text{ mm}$, $1,0 \text{ mm}$ und $4,5 \text{ mm}$ Düsenpaltbreite.	25
4.1.	Übersichtsdarstellung des Gesamtsystems: Teilschnitt-Ansicht, erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> . .	28
4.2.	Aufbau des Rotorpakets der SLT. Links: Schnittzeichnung, Rechts: Abmessungen. Durch eine Mutter am Ende des Schafts wird der Scheibenstapel zusammengedrückt, die Spannzange in den Gegenkonus gezogen und somit das Rotorpaket mit der Generatorwelle verbunden. (Zeichnungen erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> .)	29
4.3.	Deckscheibe des Rotorpakets: Drei zentrumsnahe Öffnungen ermöglichen den Luftstrom in Richtung Auslass. Am Umfang sind sechs radiale Gewindebohrungen für den Wucht-ausgleich eingebracht. (Zeichnungen erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> .)	29
4.4.	SLT-Scheibe und Abstandshalter: Technische Zeichnung mit aktiver Fläche (grau), Auslassöffnungen und zentraler Bohrung. (Zeichnungen erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> .)	31
4.5.	SLT-Scheibe und Abstandshalter: (a) Foto der geätzten SLT-Scheiben und Abstandshalter aus Edelstahlblech (Dicke: $100 \mu\text{m}$; Werkstoff-Nr.: 1.4310). (b) Rasterelektronenmikroskop-Aufnahme einer Ätzkante der SLT-Scheibe.	31
4.6.	FEM-Simulation der radialen Verformung der Rotorscheibe bei $60\,000 \text{ min}^{-1}$. Die maximale radiale Verschiebung beträgt $0,55 \mu\text{m}$	32
4.7.	Einzelteile des Rotorpakets: Welle mit Spannzange, Gegenkonus, Spannhülse, SLT-Scheiben mit Abstandshaltern, Deckscheibe, Spannmutter (v.l.n.r).	32
4.8.	Fertig montiertes Rotorpaket der Scheibenläuferturbine mit $n = 23$ Scheibenzwischenräumen.	32
4.9.	Der Aufbau des aktiven Bereichs lässt sich durch Kombination von SLT-Scheiben, Abstandshaltern und Blindscheiben variabel gestalten: (a): $n = 23$ Scheibenzwischenräume, (b): $n = 5$ Scheibenzwischenräume und Blindscheibe mit $3,4 \text{ mm}$ Dicke.	33
4.10.	Schrägsicht des offenen Stator-Rotor-Pakets ohne Düsendeckel. (Zeichnung erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> .)	34
4.11.	Der Düseneinsatz ist austauschbar im SLT-Gehäuse eingesetzt. Vier Düsen im Winkelabstand von 90° leiten die Druckluft tangential in die Zwischenräume der Turbinenscheiben. (a): Düseneinsatz mit Düsendeckel, (b): Luftvolumen der Statorbaugruppe. (Zeichnungen erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> .)	34
4.12.	Varianten der Düseneinsätze mit variabler Düsenpaltbreite d_D . (Zeichnungen erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> .)	35
4.13.	Die Rotoren A und B basieren auf der gleichen Schaufelkontur mit 35 Schaufeln, weisen aber unterschiedliche Schaufelhöhen auf (A: $0,5 \text{ mm}$; B: $3,5 \text{ mm}$). Rotor C besitzt stärker geschwungene Schaufeln (25 Stück; Schaufelhöhe: 1 mm).	36
4.14.	Rotoren A, B und C in eingebautem Zustand im Rotorpaket.	36
4.15.	Foto des BLDC-Generators <i>ECX SP 16M STEC A 24V HS</i> mit einer Nennleistung von 40 W . Der Durchmesser beträgt 16 mm . [53]	37
4.16.	Schritte des Zusammenbaus: (a) Basisplatte, (b) Passstifte und Generator, (c) Rotorpaket, (d) Statorpaket und Dichtringe, (e) Gehäusedeckel, (f) Druckkapsel und Anschlüsse. (Zeichnungen erstellt mit <i>PTC Creo 3.0</i> .)	39

4.17. Anschlüsse des Turbinen-Generator-Systems: Lufteinlass, Luftauslass, elektrische Verbindung zur Steuerung, mechanische Verbindung mit Unwuchsmessstand. (Zeichnung erstellt mit PTC Creo 3.0.)	40
4.18. Foto des fertig aufgebauten Turbinen-Generator-Systems.	40
5.1. Ebene Darstellung eines starren Körpers K mit der Gesamtmasse m_g , der mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotiert. Mit S ist der Schwerpunkt des Körpers gekennzeichnet. (a): Freie Rotation um S . Eine Einzelmasse m_i an der Position \vec{r}_i ist exemplarisch dargestellt. (b): Erzwungene Rotation um einen von S verschiedenen Punkt. Die Exzentrizität \vec{e} ist eingezeichnet.	42
5.2. Eine Kombination aus einer statischen Unwucht \vec{U}_s und einer Momentenunwucht ($-\vec{U}$, \vec{U}) kann gedanklich in ein dynamisches Unwuchtpaar \vec{U}_I , \vec{U}_{II} auf zwei frei wählbaren Ebenen I und II (hier: symmetrisch an den Positionen z_I und z_{II} um den Schwerpunkt liegend) umgewandelt werden. (Zeichnung nach [54])	43
5.3. Ein Fluchtungsfehler bei der Montage des Rotorpakets erzeugt eine Schwerpunktexzentrizität, welche gleichbedeutend mit einer statischen Unwucht ist. Diese lässt sich anhand von Gleichung 5.18 und 5.19 berechnen.	46
5.4. Lagerung des Rotorverbunds: Entsprechend der einseitigen fliegenden Lagerung (auch: Außenbord-Lagerung) wird U_{zul} zur Ermittlung der Lagerkräfte F_A und F_B auf die Lagerstellen A und B aufgeteilt. Die zulässige Restunwucht teilt sich analog auf die Wuchtebenen 1 und 2 auf. Der Rotorschwerpunkt S stellt für die Abstände L_A , L_B , L_1 und L_2 den Bezug dar.	47
5.5. Die Minkowski-Summe zweier Vektoren in \mathbb{R}^2 ergibt ein Parallelogramm, welches all jene Punkte in \mathbb{R}^2 enthält, die durch zwischen 0 und 1 skalierte Kombinationen der Vektoren erreichbar sind.	50
5.6. Die Minkowski-Summe der Vektoren $\vec{U}_{A,diff}$ und $\vec{U}_{B,diff}$ ergibt die Menge aller erreichbaren Unwuchtkombinationen im oben beschriebenen Beispiel.	50
5.7. Wird das Beispiel um einen dritten Vektor $\vec{U}_{C,diff}$ erweitert, ergibt sich ein Sechseck als Bereich der kompensierbaren Unwuchten. Die Erweiterung der Fläche kann als „Entlangfahren“ des zweiten Summanden am Rand des ersten Summanden interpretiert werden.	50
5.8. Bauraum für die Unwuchtkorrekturereinheiten: N Massen m_i sind gleichmäßig auf einem Zylinderring verteilt.	51
5.9. (a): Schematische Darstellung einer Korrekturereinheit mit $N = 3$ Auswuchtmassen. (b): Berechnete Darstellung der acht Kombinationen aus Tabelle 5.1 für eine Korrekturereinheit mit $N = 3$ Auswuchtmassen. Die Zahlenwerte sind normiert dargestellt ($r_{max} = 1$ m und $m_{Rotor} = 1$ kg). Die Masse je Auswuchtmasse ist auf $m_i = 0,002 \cdot m_{Rotor}$ festgelegt.	52
5.10. Berechnete Bereiche der kompensierbaren Unwucht für verschiedene r_{min} bei $N = 3$ Auswuchtmassen. Je kleiner r_{min} wird, desto größer werden die Bereiche kompensierbarer Unwucht.	53
5.11. Vergleichende Darstellung der berechneten kompensierbaren Unwuchtbereiche bei veränderlicher Anzahl von verschiebbaren Massen und $r_{min} = 0,62 \cdot r_{max}$. In den Darstellungen entspricht jede einzelne Fläche, Linie oder Punkt einer der 2^N Minkowski-Summen durch die möglichen Kombinationen von an- und abwesenden Auswuchtmassen.	54
5.12. Größenvergleich der berechneten Bereiche kompensierbarer Unwucht: Die Anzahl der Massen wird zwischen 3 und 8 variiert, während die Werte der einzelnen Massen gleich bleiben. Je mehr verschiebbare Massen zur Verfügung stehen, desto größer kann eine zu kompensierende Unwucht sein. Es ist der Fall $r_{min} = 0,62 \cdot r_{max}$ dargestellt.	55
5.13. Die gewählte Wuchtgüte G vergrößert den berechneten Bereich der kompensierbaren Unwucht um den Betrag der zulässigen Restunwucht $ \vec{U}_{zul} $. Es ist der Fall $r_{min} = 0,62 \cdot r_{max}$ dargestellt.	56

5.14. Berechnung des Einflusses der Drehzahl auf $ \vec{U}_{zul} $ und die Bereiche kompensierbarer Unwucht für die Wuchtgüte G 2,5. Die Einheit der Achsen ist mg mm. Ein schwarzer Kreis verdeutlicht jeweils den größtmöglichen Kompensationsbereich, der von der Winkellage der Unwucht unabhängig ist (Radius: $U_{komp, Kreis}$). Das Beispiel zeigt den Fall $N = 3, r_{min} = 6 \text{ mm}, r_{max} = 9 \text{ mm}, m_{Rotor} = 20 \text{ g}$	57
5.15. Vergleichende Darstellung der berechneten Maßzahl $a_{komp, Anteil}$ für $N = \{3; 4; \dots 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$ und $r_{max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5. Je kleiner $\frac{r_{min}}{r_{max}}$ wird, desto größer wird der richtungsunabhängige Anteil der Kompensationsfläche.	58
5.16. Vergleichende Darstellung der berechneten Maßzahl $a_{komp, 300 \text{ mg mm}}$ für $N = \{3; 4; \dots 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{Rotor} = 20 \text{ g}$ und $r_{max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5. Hier wird $U_{komp, Kreis}$ für alle N auf 300 mg mm bezogen.	58
5.17. Berechnete Maßzahl $U_{komp, Kreis}$ für $N = \{3; 4; \dots 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{Rotor} = 20 \text{ g}$ und $r_{max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5.	59
5.18. Beispiele für die Konstruktion der Korrektereinheit (\varnothing : 20 mm) auf der Auslasseite für (a) $N = 3$, (b) $N = 5$ bzw. (c) $N = 6$ Auswuchtmassen. (Zeichnungen erstellt mit PTC Creo 3.0.)	60
5.19. Berechnete Maßzahl $a_{komp, 300 \text{ mg mm}}$ für $N = \{5; 6; 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{Rotor} = 20 \text{ g}$ und $r_{max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5. Für $\frac{r_{min}}{r_{max}} = 0,62$ ist die vollständige Kompensation von $U_x = 300 \text{ mg mm}$ ab $N = 6$ möglich.	61
5.20. Berechnete Maßzahl $U_{komp, Kreis}$ für $N = \{3; 4; \dots 7\}$ mit $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{Rotor} = 20 \text{ g}$ und $r_{max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5.	61
5.21. Ergebnis der vorausberechneten Dimensionierung der Korrektereinheiten. Die Unwucht $U_x = 300 \text{ mg mm}$ (gestrichelter Kreis) kann vollständig kompensiert werden. Parameter: $n = 60\,000 \text{ min}^{-1}$, $m_i = 24 \text{ mg}$, $m_{Rotor} = 20 \text{ g}$, $r_{min} = 5,6 \text{ mm}$ und $r_{max} = 9 \text{ mm}$ für Wuchtgüte G 2,5.	62
5.22. Stark vereinfachtes, mechanisches Schema einer Auswuchtmaschine zur kraft- bzw. wegmessenden Bestimmung einer dynamischen Unwucht \vec{U}_1, \vec{U}_2 eines rotierenden Systems. An den Stellen A bzw. B können entweder die Kräfte $\underline{F}_{A,B}$ oder die Geschwindigkeiten $\underline{v}_{A,B}$ (bzw. Verschiebungen $\underline{x}_{A,B}$ oder Beschleunigungen $\underline{a}_{A,B}$) gemessen werden.	63
5.23. Netzwerkdarstellung von kraft- und wegmessender Ausführung einer Auswuchtmaschine. Auf der linken Seite befindet sich jeweils die Modellierung des Wegs der Fliehkraft vom Rotor bis zur Montageplattform, nach [63].	64
5.24. Simulation der Übertragungsfunktion von kraft- und wegmessender Ausführung einer Auswuchtmaschine bei einer auf 1 N normierten Anregung \underline{F}_u . Die schraffierte Fläche markiert jeweils den für die Wuchtung verwendbaren Drehzahlbereich, nach [63].	64
5.25. Mechanischer Aufbau der Auswuchtmaschine. Die Aufnahmeplatte für das Messobjekt wird von vier Stäben getragen, während die dynamischen Kräfte durch zwei Piezostapelwandler aufgenommen werden. (Zeichnung erstellt mit PTC Creo 3.0.)	65
5.26. Detaildarstellung der Kraftmessstellen A und B. Die Wirkungsrichtung der Kräfte \underline{F}_A und \underline{F}_B ist durch die Pfeile gekennzeichnet.	66
5.27. Schema der Signalwege der Auswuchtmaschine. Die Messplatzsteuerung gibt eine Soll-drehzahl vor, während die Kraftsignale \underline{U}_{FA} und \underline{U}_{FB} sowie das digitale Hall-Sensor-Signal U_{Hall} erfasst werden.	66
5.28. Aus drei betragsmäßig gleich großen Unwuchtänderungen $\Delta\vec{U}_{S,1..3}$ im Winkelabstand von 60° resultiert eine Gesamtänderung von $\Delta\vec{U}_{ges} = 2 \cdot \Delta\vec{U}_{S,2}$	69
5.29. Alle resultierenden Unwuchtänderungen $\Delta\vec{U}_{ges,i}$ durch Versetzen von jeweils drei benachbarten Auswuchtmassen. Es gilt: $ \Delta\vec{U}_{ges,i} = 2 \cdot \Delta U_{S,i}$	69
5.30. Darstellung der Messreihen $V_{1,k}$ und $V_{2,k}$ der ebenenbezogenen Unwucht in den Ebenen 1 und 2 für die Versuche 1 und 2. Es wurden jeweils in allen sechs Positionen drei benachbarte Auswuchtmassen auf $r_{S1} = 5,6 \text{ mm}$ bzw. $r_{S2} = 0 \text{ mm}$ (also herausgenommen) versetzt. Die Bezeichner für die Messreihen von Versuch 1 und 2 sind eingezeichnet.	71

5.31. Vergleich zwischen den vorausberechneten und gemessenen Unwuchtänderungen. Die Messwerte sind um die Unrunwucht verschoben und je Messreihe gemittelt. Die Sechsecke zeigen die vorausberechneten Unwuchtänderungen (innen: 163,2 mg mm für $V_{1,k}$; außen: 432 mg mm für $V_{2,k}$). Die Bezeichner für die Messreihen von Versuch 1 und 2 sind eingezeichnet.	71
5.32. Messreihen der ebenenbezogenen Unwucht in den Ebenen 1 und 2. Es wurde jeweils in allen sechs Positionen eine Schraubenumdrehung ausgeführt (Versuch 3). Die Messreihen sind von einem statischen Unwuchtanteil überlagert.	73
5.33. Vergleich zwischen den vorausberechneten und gemessenen Unwuchtbeiträgen bei einer Schraubenumdrehung (Versuch 3). Die Messwerte wurden um die Unrunwucht verschoben bzw. zentriert. Je Messreihe ist der Mittelwert dargestellt. Es wird eine Unwuchtänderung um den Betrag 9,6 mg mm erwartet (eingefärbte Fläche). Die Bezeichner für die Messreihen $V_{3,k}$ sind eingezeichnet.	73
5.34. Ablaufdiagramm des Auswuchtens: Nach der Kalibrierung wird in iterativer Vorgehensweise die Unwucht ausgeglichen. Nach Erreichen der Wuchtgüte G 2,5 ist der Vorgang abgeschlossen.	75
6.1. Schematische Darstellung der Signalwege von Messwerterfassung und Ablaufsteuerung am SLT-Messplatz.	77
6.2. (a): Druckluft-Steckverbinder mit eingeklebtem NTC-Widerstand zur Temperaturmessung. (b): Nahaufnahme des Mittelteils. Der NTC-Widerstand schwebt frei im Luftstrom. .	79
6.3. Zeitliche Darstellung der Messreihen $n(t)$ des Auslaufversuchs zur Charakterisierung der Rotationsreibung ($N = 10$ Messungen)	81
6.4. Gemessene Reibmoment-Kennlinie $M_R(n)$ ($N = 10$ Messungen, Mittelwert und 2σ -Band). In orange ist die lineare Regressionsgerade mit $M_R(n) = 9,83 \text{ nNm} \cdot \text{min} \cdot n$ (mit n in min^{-1}) eingezeichnet.	82
6.5. Gemessene Reibleistung $P_R(n)$ ($N = 10$ Messungen, Mittelwert und 2σ -Band). In orange ist die quadratische Regressionskurve mit $P_R(n) = M_R(n) \cdot n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60 \text{ s}}$ (mit n in min^{-1}) eingezeichnet.	82
6.6. Verlauf des gemessenen Massestroms bei verschiedenen Düsen spaltbreiten d_D : Darstellung in Abhängigkeit zum Eingangsdruck p_1	83
6.7. Die für die Erstellung der Kennfelder erfassten 91 Arbeitspunkte als Sollwerte sind in der n - \dot{m} -Ebene dargestellt.	85
6.8. Gemessenes Kennfeld der Gesamtleistung P_{ges} in W über der Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) (Beispiel: SLT_3_100_0,5)	86
6.9. Darstellung der sich einstellenden Arbeitspunkte am Beispiel der Messreihen für die Rotorkonfigurationen SLT_3_100_0,5 und 3D_B_0,5 (vgl. Abbildung 6.7). Wenn das Turbinendrehmoment nicht von der Motorsteuerung ausgeglichen werden kann, entsteht eine Abweichung zur Solldrehzahl.	87
6.10. Gemessene Kennfelder der Gesamtleistung P_{ges} in W über Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) der Konfigurationen mit SLT-Turbinenläufern, Versuchsreihe A (Teil 1).	88
6.10. Gemessene Kennfelder der Gesamtleistung P_{ges} in W über Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) der Konfigurationen mit SLT-Turbinenläufern, Versuchsreihe A (Teil 2).	89
6.11. Gemessene Kennfelder der Gesamtleistung P_{ges} in W über Drehzahl n in min^{-1} (horizontal) und Massestrom \dot{m} in slpm (vertikal) der Konfigurationen mit 3D-gedruckten Turbinenläufern, Versuchsreihe A.	90
6.12. Verlauf der Drehzahl (Beispiel: SLT_3_100_0,5). Bis ca. $66\,000 \text{ min}^{-1}$ steigt die Drehzahl schnell an, danach ist der Verlauf deutlich flacher.	91

6.13. Gemessener Verlauf der elektrischen Leistungsabgabe bzw. -aufnahme der Steuerung (Beispiel: <i>SLT_3_100_0,5</i>).	92
6.14. Lineare Regression einer gemessenen Leistungs-Massestrom-Charakteristik mit den Parameterwerten $k_p = -0,194 \text{ W/slpm}$ und $\dot{m}_0 = 29,7 \text{ slpm}$ (Beispiel: <i>SLT_3_100_0,5</i>).	92
6.15. Gemessene Leistungs-Massestrom-Charakteristik aller durchgeführten Experimente der Versuchsreihe B. Links: Verläufe der Kennlinien; Rechts: Diagramm der Regressionsparameter \dot{m}_0 und k_p	93
6.16. Vergleich der Leistungskennfelder $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ (a): der Berechnung des Modells und (b): der Messung von Rotorkonfiguration <i>3D_C_1,0</i>	95
6.17. Diagramm der Leistungsanteile im System für Rotorkonfiguration <i>3D_C_0,5</i> bei $\dot{m} = 150 \text{ slpm}$ und ca. $92\,000 \text{ min}^{-1}$. Der isentrope Wirkungsgrad beträgt $\eta_{\text{isentrop}} = 22,13\%$	96
B.1. Schaltbild der Druckmessung mit <i>WIKA S-10</i> Sensoren und 4 mA bis 20 mA-Stromschleife: Der Strom durch den Sensor verursacht einen Spannungsfall U_A am Widerstand R	115
B.2. Schaltbild der NTC-Temperaturmessung: In Abhängigkeit zur Temperatur ändert sich der Widerstandswert von R_T und damit die Messspannung U_A	116
B.3. Schaltbild der Strommessung: Der Messverstärker <i>AD8211</i> verstärkt die Spannung am Shuntwiderstand um den Faktor 20. Die Spannungsversorgung wird durch zwei Bleiakkumulatoren vom Typ <i>AGH12C</i> (<i>Rotek GmbH, Hagenbrunn, Österreich</i>) realisiert.	117
B.4. SLT-Rotor <i>SLT_1_100</i> (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 100 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	119
B.5. SLT-Rotor <i>SLT_1_200</i> (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 200 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	119
B.6. SLT-Rotor <i>SLT_1_300</i> (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 300 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	120
B.7. SLT-Rotor <i>SLT_1_400</i> (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 400 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	120
B.8. SLT-Rotor <i>SLT_1_500</i> (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 500 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	121
B.9. SLT-Rotor <i>SLT_2_100</i> (Längsschnitt) mit einer SLT-Scheibe, zwei Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	121
B.10. SLT-Rotor <i>SLT_3_100</i> (Längsschnitt) mit zwei SLT-Scheiben, drei Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	122
B.11. SLT-Rotor <i>SLT_5_100</i> (Längsschnitt) mit vier SLT-Scheiben, fünf Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.	122
B.12. SLT-Rotor <i>SLT_23_100</i> (Längsschnitt) mit 22 SLT-Scheiben, 23 Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100 \mu\text{m}$, ohne Blindscheibe.	123
B.13. Zeichnung des 3D-gedruckten Rotorelements <i>3D_A</i> mit $\varnothing 20 \text{ mm}$, 35 Schaufeln und einer Schaufelhöhe von 0,5 mm. (a): Draufsicht; (b): Seitenansicht.	124
B.14. Rotoraufbau (Längsschnitt) mit 3D-gedrucktem Rotorelement <i>3D_A</i> (35 Schaufeln; Schaufelhöhe: 0,5 mm).	124
B.15. Zeichnung des 3D-gedruckten Rotorelements <i>3D_B</i> mit $\varnothing 20 \text{ mm}$, 35 Schaufeln und einer Schaufelhöhe von 3,5 mm. (a): Draufsicht; (b): Seitenansicht.	125
B.16. Rotoraufbau (Längsschnitt) mit 3D-gedrucktem Rotorelement <i>3D_B</i> (35 Schaufeln; Schaufelhöhe: 3,5 mm).	125
B.17. Zeichnung des 3D-gedruckten Rotorelements <i>3D_C</i> mit $\varnothing 20 \text{ mm}$, 25 Schaufeln und einer Schaufelhöhe von 1,0 mm. (a): Draufsicht; (b): Seitenansicht.	126
B.18. Rotoraufbau (Längsschnitt) mit 3D-gedrucktem Rotorelement <i>3D_C</i> (25 Schaufeln; Schaufelhöhe: 1,0 mm).	126

Tabellenverzeichnis

2.1. Berechnete mittlere Volumenarbeitsleistung \bar{P} und Temperaturdifferenz $\Delta T_{1,2}$ bei isothermer und adiabater Dekompression von strömender Druckluft ($T_1 : 300\text{ K}$, $p_1 : 8\text{ bar}$, $p_2 : 1,013\text{ bar}$)	17
3.1. Zusammenfassung der Modellparameter für das Leistungskennfeld des Turbinen-Generator-Systems	21
3.2. Zusammenfassung der Modellparameter für das Leistungskennfeld des Turbinen-Generator-Systems	22
4.1. Zusammenstellung der Hauptanforderungen an die Auslegung und die Konstruktion des Verbunds aus Turbine und elektrischem Generator	27
4.2. Daten der 3D-gedruckten Rotor-Elemente. Es werden drei verschiedene Schaufelhöhen realisiert.	36
4.3. Auszug der Angaben im Datenblatt des ausgewählten Modells ECX SP 16M STEC A 24V HS von maxon motors [51].	38
5.1. Kombinationen von Auswuchtmassen in der Korrektereinheit für $N = 3$ Auswuchtmassen. \circ : Auswuchtmasse eingesetzt; \bullet : Auswuchtmasse herausgenommen.	52
5.2. Auf den Fall $N = 3$ normierte maximal kompensierbare Unwucht für eine variable Anzahl Massen mit jeweils identischem Wert, vgl. Abbildung 5.12.	53
5.3. Auflistung von Unwuchtbeitrag $ \Delta U $ und Winkellage φ der 18 Messreihen $V_{i,k}$ zu den Versuchen 1, 2 und 3.	70
5.4. Mittelwert, Minimum und Maximum der Abweichungen zum erwarteten Wert der Unwuchtänderung für die Versuche 1 und 2. Alle Werte sind in mg mm angegeben.	72
5.5. Mittelwert, Minimum und Maximum der Abweichungen zum vorausberechneten Wert der Unwuchtänderung für Versuch 3. Alle Werte sind in mg mm angegeben.	74
6.1. Übersicht der Messstellen für die Charakterisierung am SLT-Versuchsplatz	78
6.2. Liste der Rotorkonfigurationen für die Experimente zur Charakterisierung des Turbinensystems. Insgesamt werden 15 Konfigurationen aufgebaut (9 SLT-Konfigurationen, 6 Konfigurationen mit 3D-gedrucktem Rotor), vgl. Anhang B.5.	84
6.3. Versuchsreihe A: Tabellarische Darstellung der je Rotorkonfiguration größten gemessenen elektrischen Abgabeleistung am Arbeitspunkt $P_{\text{ges}}(n, \dot{m})$ mit Angabe der gemessenen Temperaturdifferenz $\Delta T_{1,2}$ und dem errechneten isentropen Gesamtwirkungsgrad.	87
6.4. Versuchsreihe B: Tabellarische Darstellung der je Rotorkonfiguration größten gemessenen elektrischen Abgabeleistung mit Angabe von jeweils gemessener Drehzahl, Massefluss, Temperaturdifferenz $\Delta T_{1,2}$ und dem jeweils berechneten isentropen Gesamtwirkungsgrad.	94
6.5. Gegenüberstellung der Versuchsreihen A (n : geregelt) und B (n : ungeregelt) bezüglich maximaler Abgabeleistung und isentropem Gesamtwirkungsgrad.	97
B.1. Aufstellung der Rotorelemente zur Berechnung des Trägheitsmoments bezüglich der Rotationsachse.	118



A Anhang zum Systemaufbau

A.1 Auswirkungen der Miniaturisierung auf die Drehzahl

Die rotatorische Leistung an der Turbinenwelle ist durch

$$P = M \cdot \omega \quad (\text{A.1})$$

gegeben. Bei gleichbleibender Leistung gilt:

$$\begin{aligned} M \cdot \omega &= \text{const.} \\ \Rightarrow \omega &\propto \frac{1}{M} \\ &\propto \frac{1}{F \cdot r_{\text{Rotor}}} \\ &\propto \frac{1}{\Delta p \cdot A_w \cdot r_{\text{Rotor}}} \\ &\propto \frac{1}{\Delta p \cdot d \cdot r_{\text{Rotor}}^2} \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

Aus den Überlegungen in Gleichung (A.2) folgt: Je kleiner der Radius r_{Rotor} einer Turbine ist, desto geringer ist das hervorgerufene Drehmoment $M = F \cdot r_{\text{Rotor}}$. Die entstehenden Antriebskräfte sind zudem proportional zum Druck Δp und zur Wirkfläche A_w , welche den zur Drehmomenterzeugung beitragenden Anteil des Strömungsquerschnitts beschreibt. Die Fläche A_w ist wiederum proportional zur aktiven Länge d (s. 28f) und zum Radius r_{Rotor} des Rotors. Aus diesem Gedankenexperiment folgt, dass sich die Drehzahl bei gleichbleibender Wellenleistung reziprok zum Quadrat des Radius des Rotors erhöhen muss, wenn die aktive Länge d ebenfalls konstant bleibt.

Mit wachsender Drehzahl spielt die Unwucht des Rotoraufbaus eine zunehmend große Rolle, da die entstehende Fliehkraft $\vec{F} = \vec{U} \cdot \omega^2$ quadratisch ansteigt (\vec{U} : Unwuchtvektor, siehe Kapitel 5). Es ist notwendig, geeignete Maßnahmen zu treffen, die Unwucht zu kompensieren, siehe hierzu Kapitel 5 „Wuchtung des Rotors“. Zudem vergrößert sich mit der Drehzahl auch die Beanspruchung der Lagerung.



B Anhang zur Charakterisierung

B.1 Schaltung: Druckmessung mit 4-20mA-Stromschleife

Die Schaltung zur Auswertung der *WIKA S-10* Drucksensoren ist in Abb. B.1 gezeigt.

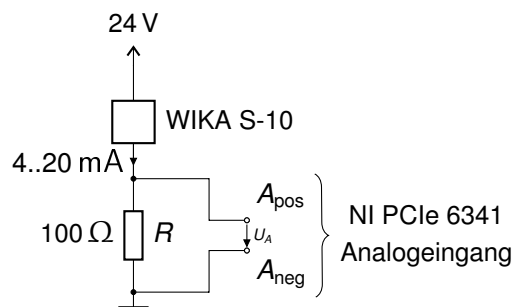


Abbildung B.1.: Schaltbild der Druckmessung mit *WIKA S-10* Sensoren und 4 mA bis 20 mA-Stromschleife: Der Strom durch den Sensor verursacht einen Spannungsfall U_A am Widerstand R .

Der Messbereich des Sensors von 0 bar bis 6 bar bzw. 0 bar bis 10 bar wird auf einen Strom zwischen 4 mA und 20 mA abgebildet. Am Lastwiderstand fällt dadurch eine Spannung zwischen 0,4 V und 2 V ab, welche als Messspannung U_A mit der Messkarte gemessen wird.

B.2 Schaltung: NTC-Temperaturmessung

Die Messung der Temperatur mittels NTC-Widerstände erfolgt nach der elektrischen Schaltung in Abb. B.2. Es wird das Modell *NTCS0402E3153FHT* der Firma *Vishay Intertechnology Inc., Malvern, PA, USA* mit der Bauform 0402 mit den Kantenlängen 1 mm × 0,5 mm × 0,3 mm (L × B × H) eingesetzt.

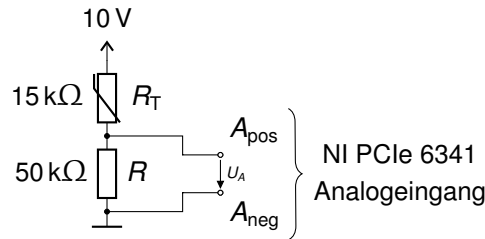


Abbildung B.2.: Schaltbild der NTC-Temperaturmessung: In Abhängigkeit zur Temperatur ändert sich der Widerstandswert von R_T und damit die Messspannung U_A .

Der Widerstandswert R_T ist nach Gleichung (B.1) von der Temperatur abhängig:

$$R_T = R_{25^\circ\text{C}} \cdot \exp\left(A + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + \frac{D}{T^3}\right)$$

mit $R_{25^\circ\text{C}}$: Referenzwert des NTC-Widerstands bei 25 °C, (B.1)

A, B, C, D : Temperaturkoeffizienten des NTC-Widerstands laut Datenblatt,

T : Temperatur

Der Widerstandswert nach der oben gezeigten Schaltung R_T lässt sich messtechnisch über folgenden Zusammenhang bestimmen:

$$\begin{aligned} \frac{U_A}{10\text{V}} &= \frac{R}{R + R_T} \\ \Rightarrow R_T &= R \cdot \left(\frac{10\text{V}}{U_A} - 1\right), \quad [U_A] = \text{V} \end{aligned} \quad \text{(B.2)}$$

Um aus dem Widerstandswert die Temperatur zu errechnen ist im Datenblatt des NTC-Widerstands eine weitere Gleichung angegeben:

$$T = \frac{1}{A_1 + B_1 \cdot \ln\left(\frac{R_T}{R_{25^\circ\text{C}}}\right) + C_1 \cdot \ln^2\left(\frac{R_T}{R_{25^\circ\text{C}}}\right) + D_1 \cdot \ln^3\left(\frac{R_T}{R_{25^\circ\text{C}}}\right)}$$

mit T : Temperatur

R_T : Momentanwert des NTC-Widerstands,

$R_{25^\circ\text{C}}$: Referenzwert des NTC-Widerstands bei 25 °C,

A_1, B_1, C_1, D_1 : Temperaturkoeffizienten der Umkehrfunktion laut Datenblatt (B.3)

B.3 Schaltung: Messung des Gesamtstroms

Zur Messung des gesamten von der Steuerung aufgenommenen oder abgegebenen Stroms werden zwei High-Side-Shunt-Messverstärker des Typs AD8211 (*Analog Devices Inc., Norwood, MA, USA*) eingesetzt, siehe Abb. B.3.

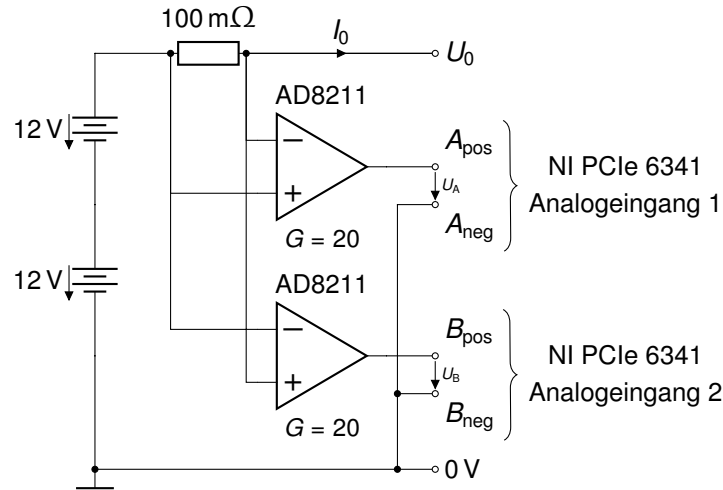


Abbildung B.3.: Schaltbild der Strommessung: Der Messverstärker AD8211 verstärkt die Spannung am Shuntwiderstand um den Faktor 20. Die Spannungsversorgung wird durch zwei Bleiakumulatoren vom Typ AGH12C (*Rotek GmbH, Hagenbrunn, Österreich*) realisiert.

Der erste Messverstärker verstärkt die Spannung am 100mΩ-Shuntwiderstand um den Faktor 20. Die Spannung U_A entspricht also

$$U_A = 20 \cdot I_0 \cdot 100 \text{ m}\Omega, \quad [U_A] = \text{V}, [I_0] = \text{A}. \quad (\text{B.4})$$

Da die Ausgangsspannung des AD8211 nicht kleiner als 0 V werden kann, wird zur Messung des Stroms in umgekehrter Richtung ein zweiter Messverstärker desselben Typs mit vertauschter Eingangsbeschaltung eingesetzt. So gilt für die Spannung U_B

$$U_B = -20 \cdot I_0 \cdot 100 \text{ m}\Omega, \quad [U_A] = \text{V}, [I_0] = \text{A}. \quad (\text{B.5})$$

Beide Spannungen werden mit der Messkarte erfasst, d.h. digitalisiert und mit einer Bandbreite von 10 Hz gefiltert. So kann der von der Steuerung aufgenommene bzw. abgegebene Strom getrennt voneinander aufgezeichnet werden. Alle Angaben des Gesamtstroms I_0 entsprechen dem zusammengefassten Wert aus $U_A - U_B$.

B.4 Berechnung des Trägheitsmoments des Rotors

Das Trägheitsmoment des Rotors muss für das Experiment zur Bestimmung des drehzahlabhängigen Reibmoments bestimmt werden, vgl. Abschnitt 6.2. Das Trägheitsmoment gibt an, welche Trägheit gegenüber einer Änderung der Winkelgeschwindigkeit eines starren Körpers bei der Rotation um eine gegebene Achse wirkt. Im Allgemeinen muss dafür das Volumenintegral

$$J = \int_V \vec{r}_\perp^2 \cdot \rho(\vec{r}) dV \quad (\text{B.6})$$

mit \vec{r} : Lage des Volumenelements dV im Bezugssystem,
 \vec{r}_\perp : kürzester Abstand zur Rotationsachse,
 $\rho(\vec{r})$: Dichteverteilung im Volumenkörper

gelöst werden [60].

Im Experiment wird der Rotor in der Konfiguration *SLT_3_100* aufgebaut und ausgewuchtet, vgl. Abb. B.10, S. 122. In Tabelle B.1 sind die einzelnen Elemente des Rotors mit ihren jeweiligen Trägheitsmomentbeiträgen bezüglich der Rotationsachse aufgelistet.

Tabelle B.1.: Aufstellung der Rotorelemente zur Berechnung des Trägheitsmoments bezüglich der Rotationsachse.

Rotorelement	J_i in kg m^2	Anzahl n	$J_i \cdot n$ in kg m^2	Quelle
Spannzange	$4,730 \cdot 10^{-9}$	1	$4,730 \cdot 10^{-9}$	CAD
Gegenkonus	$58,60 \cdot 10^{-9}$	1	$58,60 \cdot 10^{-9}$	CAD
Spannhülse	$262,9 \cdot 10^{-9}$	1	$262,9 \cdot 10^{-9}$	CAD
Deckscheibe	$154,0 \cdot 10^{-9}$	1	$154,0 \cdot 10^{-9}$	CAD
Spannmutter	$1,640 \cdot 10^{-9}$	1	$1,640 \cdot 10^{-9}$	CAD
Blindscheibe (4 mm)	$170,0 \cdot 10^{-9}$	1	$170,0 \cdot 10^{-9}$	CAD
SLT-Scheibe	$11,59 \cdot 10^{-9}$	2	$23,18 \cdot 10^{-9}$	CAD
Abstandshalter	$4,13 \cdot 10^{-12}$	3	$12,39 \cdot 10^{-12}$	CAD
Auswuchtmasse	$2,16 \cdot 10^{-9}$	12	$25,92 \cdot 10^{-9}$	Gleichung (B.7)
Generatorwelle	$58,9 \cdot 10^{-9}$	1	$58,90 \cdot 10^{-9}$	Datenblatt [51]
Summe		24	$760 \cdot 10^{-9}$	

Bei der Berechnung unterstützt das verwendete CAD-Programm *PTC Creo Parametric 3.0*. Das Trägheitsmoment der Generatorwelle wird dem Datenblatt entnommen [51]. Die Berechnung des Anteils der Auswuchtmassen, deren radiale Lage mit $|\vec{r}_\perp| = 9 \text{ mm}$ abgeschätzt wird, erfolgt nach

$$\begin{aligned} J_{i, \text{Auswuchtmasse}} &= \vec{r}_\perp^2 \cdot m \\ &= (9 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \cdot 24 \cdot 10^{-6} \text{ kg} = 2,16 \cdot 10^{-9} \text{ kg m}^2. \end{aligned} \quad (\text{B.7})$$

Die Summe der einzelnen Trägheitsmomente J_i ergibt das Gesamtträgheitsmoment J des Rotors zu

$$J = \sum_i J_i = 7,60 \cdot 10^{-7} \text{ kg m}^2. \quad (\text{B.8})$$

B.5 Zeichnungen der Rotorkonfigurationen

Zeichnungen erstellt mit *PTC Creo Parametric 3.0*

Scheibenläufer-Rotoren

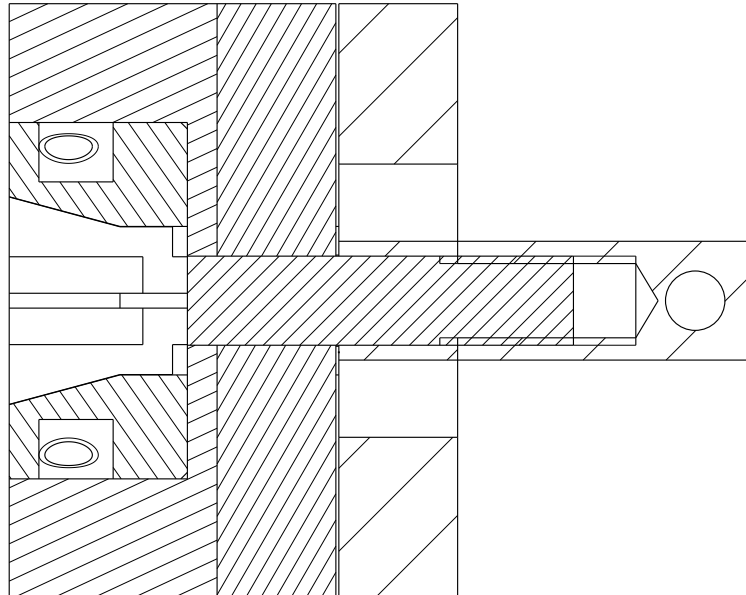


Abbildung B.4.: SLT-Rotor *SLT_1_100* (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 100 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

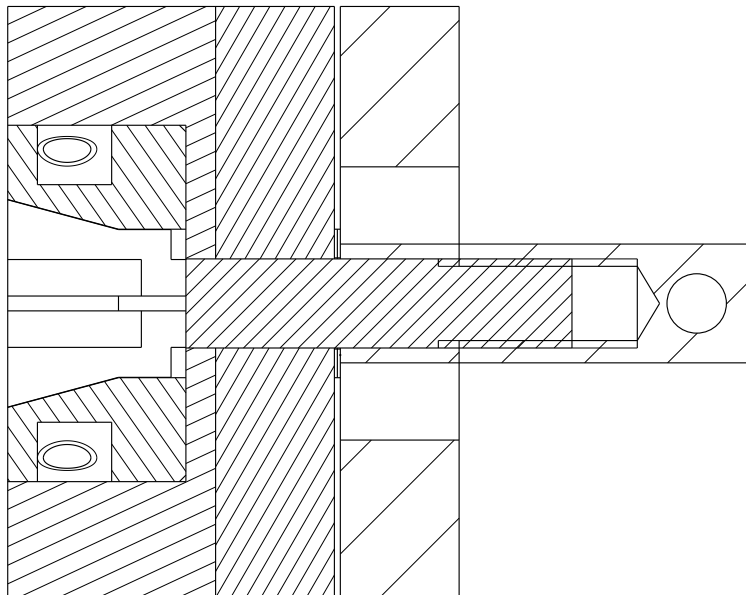


Abbildung B.5.: SLT-Rotor *SLT_1_200* (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 200 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

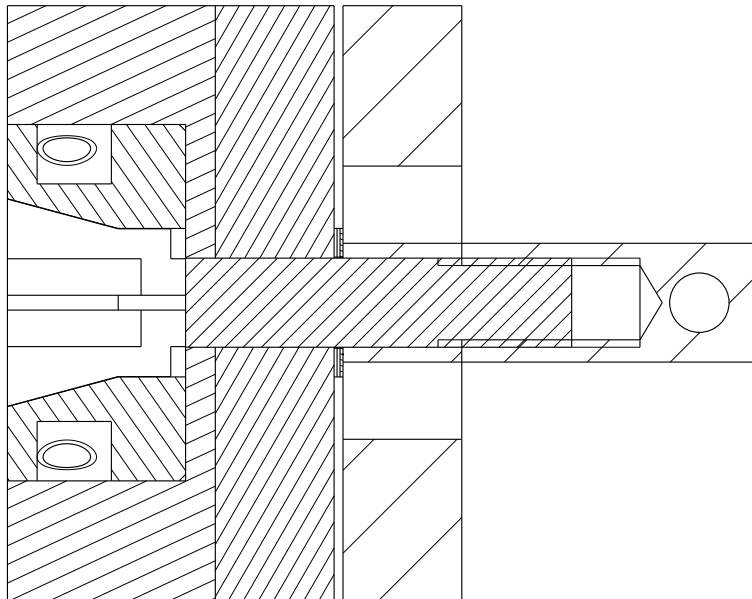


Abbildung B.6.: SLT-Rotor *SLT_1_300* (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 300 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

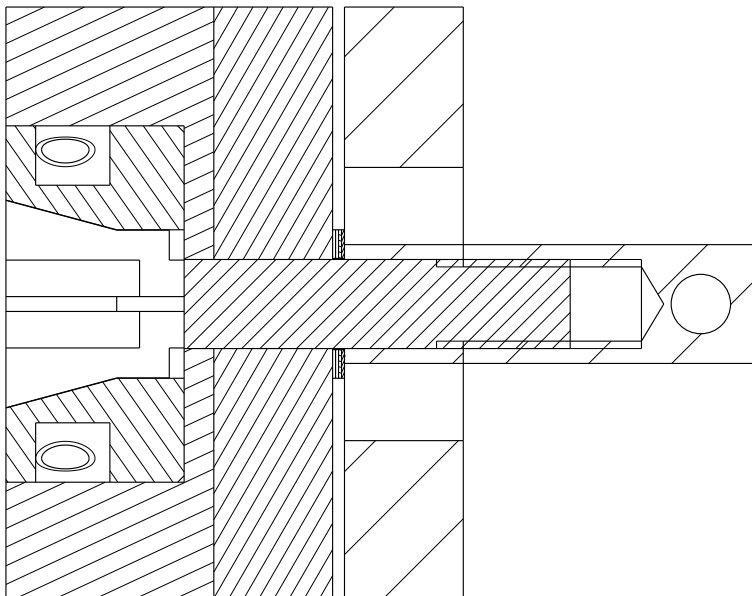


Abbildung B.7.: SLT-Rotor *SLT_1_400* (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 400 \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

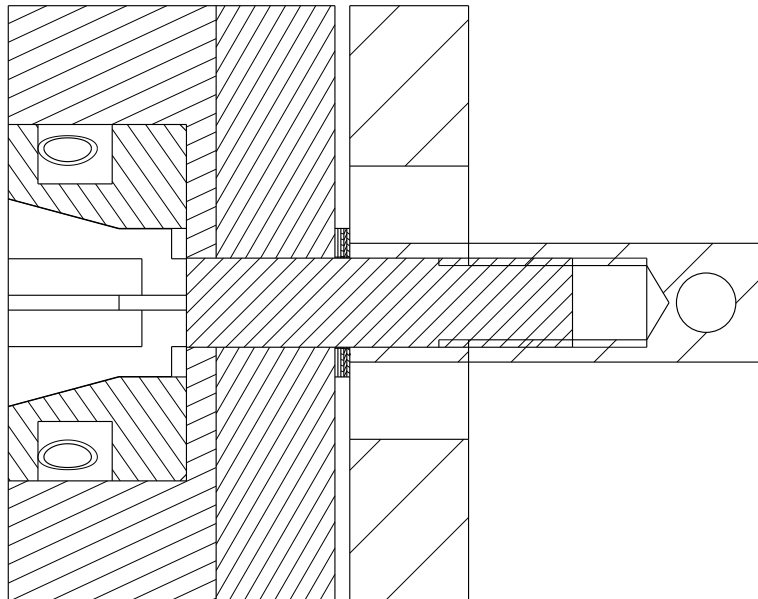


Abbildung B.8.: SLT-Rotor *SLT_1_500* (Längsschnitt) mit einem einzelnen Scheibenzwischenraum mit $d_g = 500\ \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

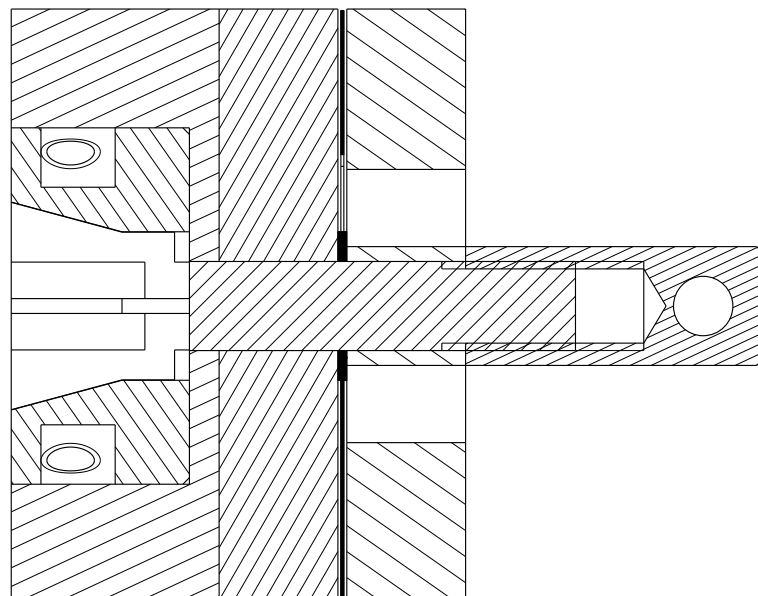


Abbildung B.9.: SLT-Rotor *SLT_2_100* (Längsschnitt) mit einer SLT-Scheibe, zwei Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100\ \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

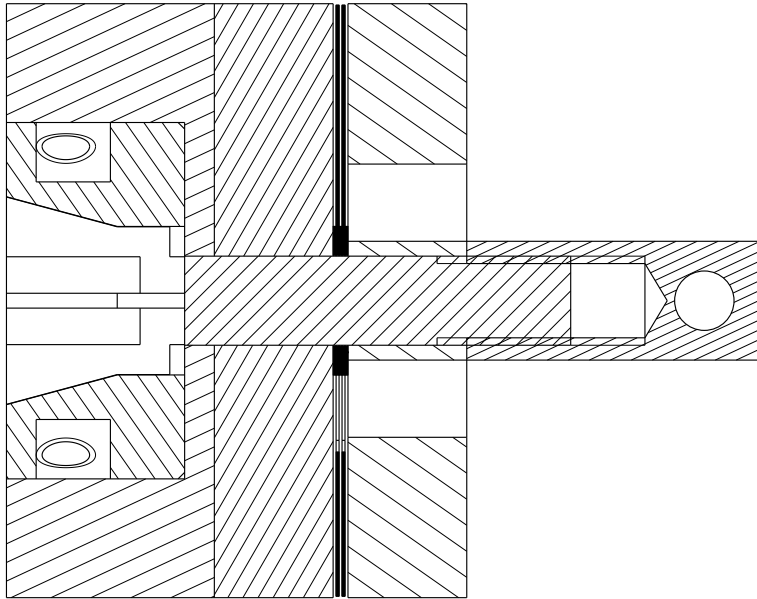


Abbildung B.10.: SLT-Rotor *SLT_3_100* (Längsschnitt) mit zwei SLT-Scheiben, drei Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100\ \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

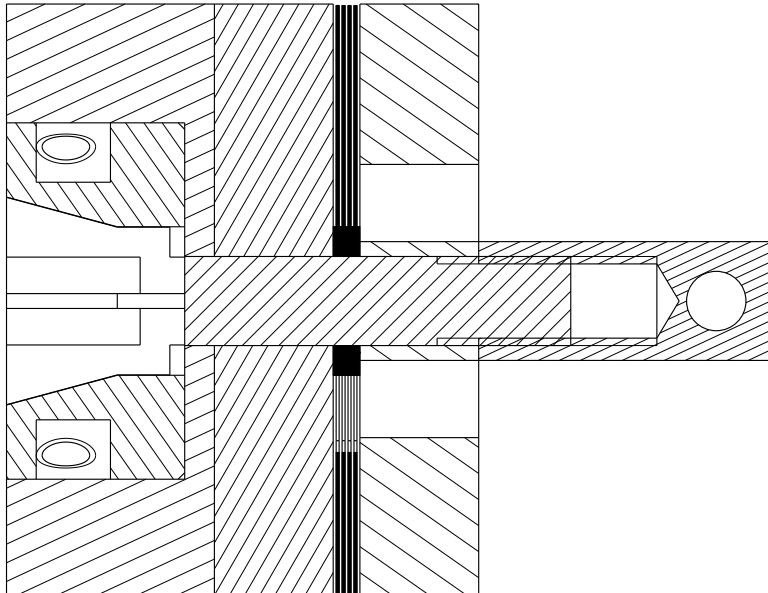


Abbildung B.11.: SLT-Rotor *SLT_5_100* (Längsschnitt) mit vier SLT-Scheiben, fünf Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100\ \mu\text{m}$ und 4 mm Blindscheibe.

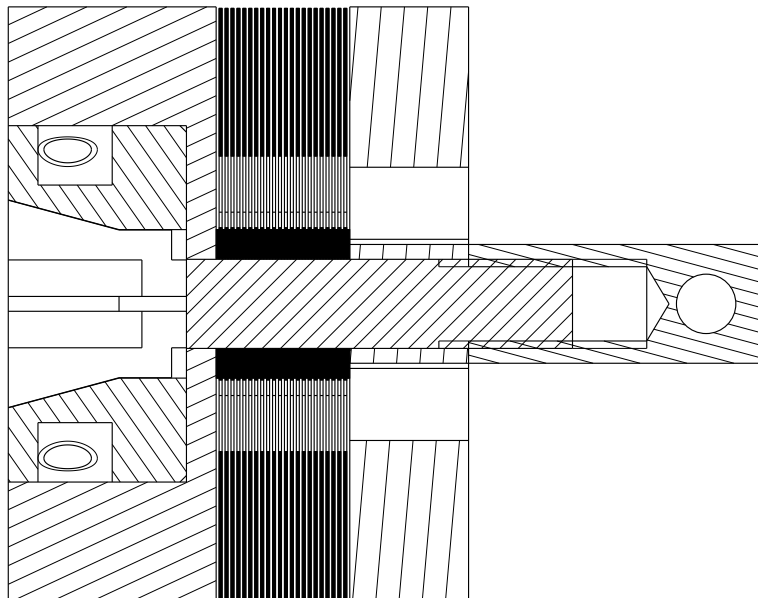


Abbildung B.12.: SLT-Rotor *SLT_23_100* (Längsschnitt) mit 22 SLT-Scheiben, 23 Scheibenzwischenräumen mit $d_g = 100\ \mu\text{m}$, ohne Blindscheibe.

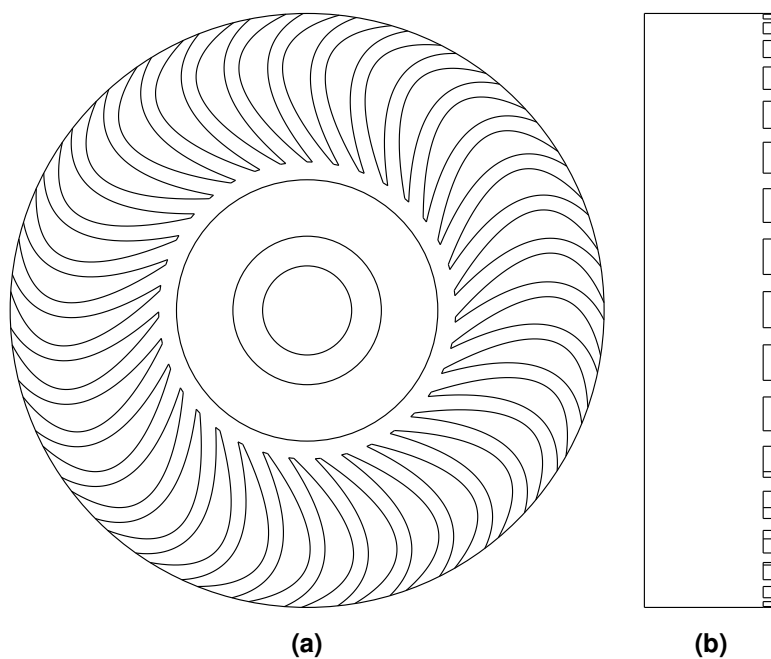


Abbildung B.13.: Zeichnung des 3D-gedruckten Rotorelements *3D_A* mit $\varnothing 20$ mm, 35 Schaufeln und einer Schaufelhöhe von 0,5 mm. (a): Draufsicht; (b): Seitenansicht.

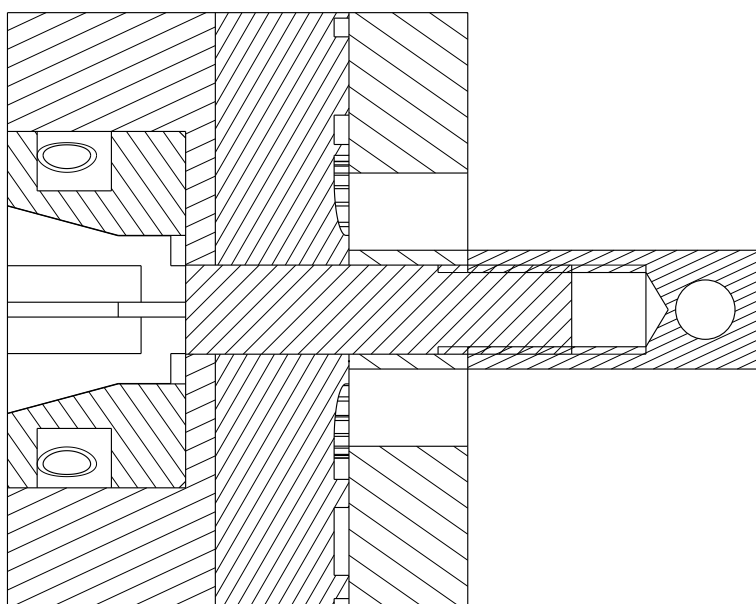


Abbildung B.14.: Rotoraufbau (Längsschnitt) mit 3D-gedrucktem Rotorelement *3D_A* (35 Schaufeln; Schaufelhöhe: 0,5 mm).

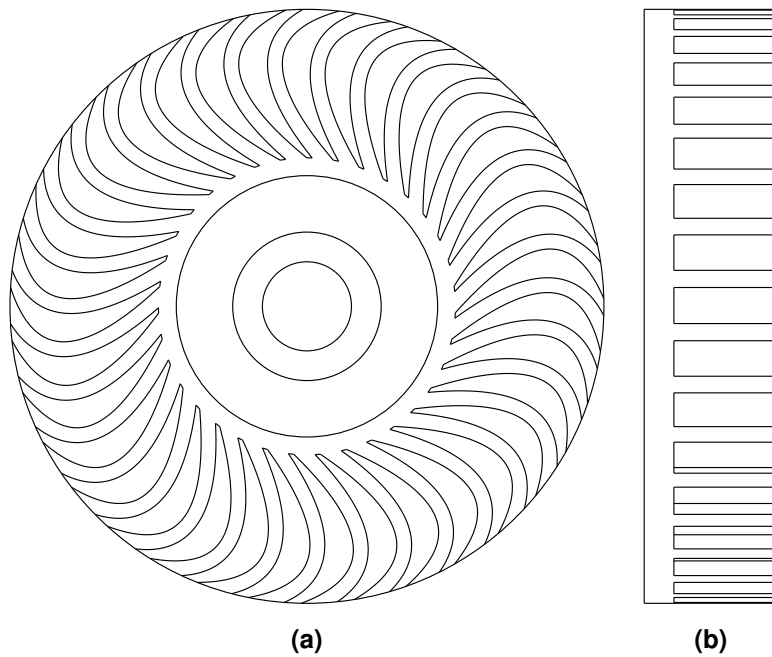


Abbildung B.15.: Zeichnung des 3D-gedruckten Rotorelements *3D_B* mit $\varnothing 20$ mm, 35 Schaufeln und einer Schaufelhöhe von 3,5 mm. (a): Draufsicht; (b): Seitenansicht.

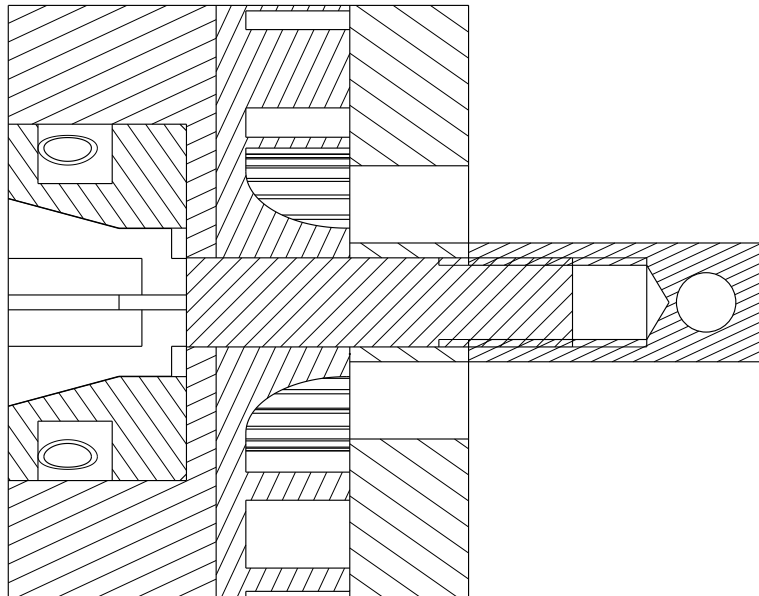


Abbildung B.16.: Rotoraufbau (Längsschnitt) mit 3D-gedrucktem Rotorelement *3D_B* (35 Schaufeln; Schaufelhöhe: 3,5 mm).

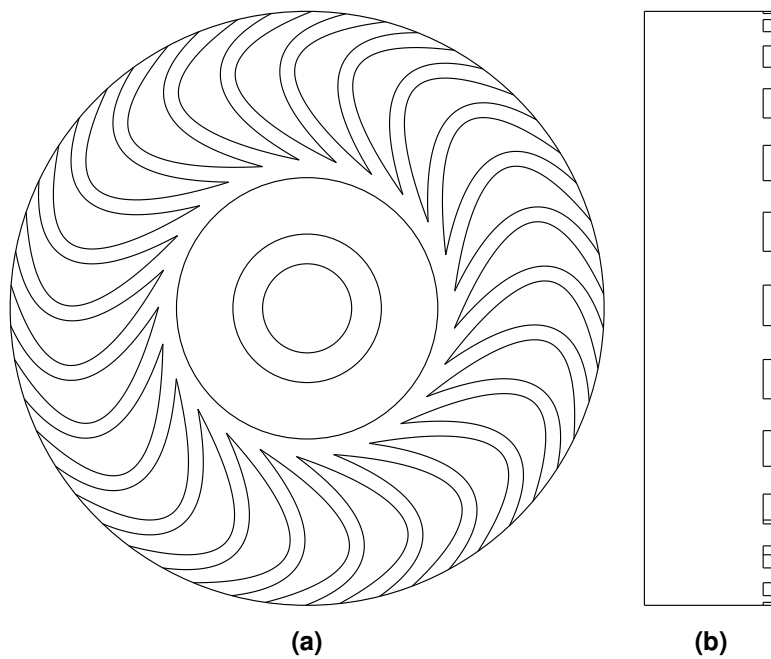


Abbildung B.17.: Zeichnung des 3D-gedruckten Rotorelements *3D_C* mit $\varnothing 20$ mm, 25 Schaufeln und einer Schaufelhöhe von 1,0 mm. (a): Draufsicht; (b): Seitenansicht.

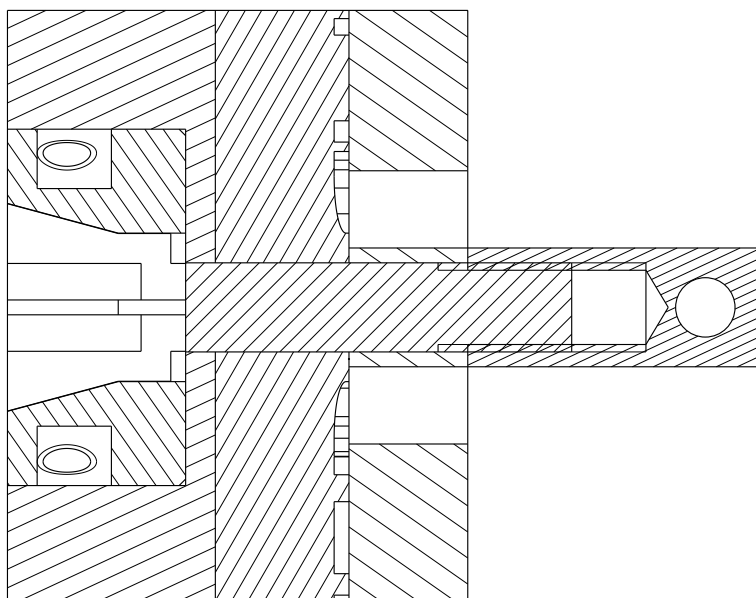
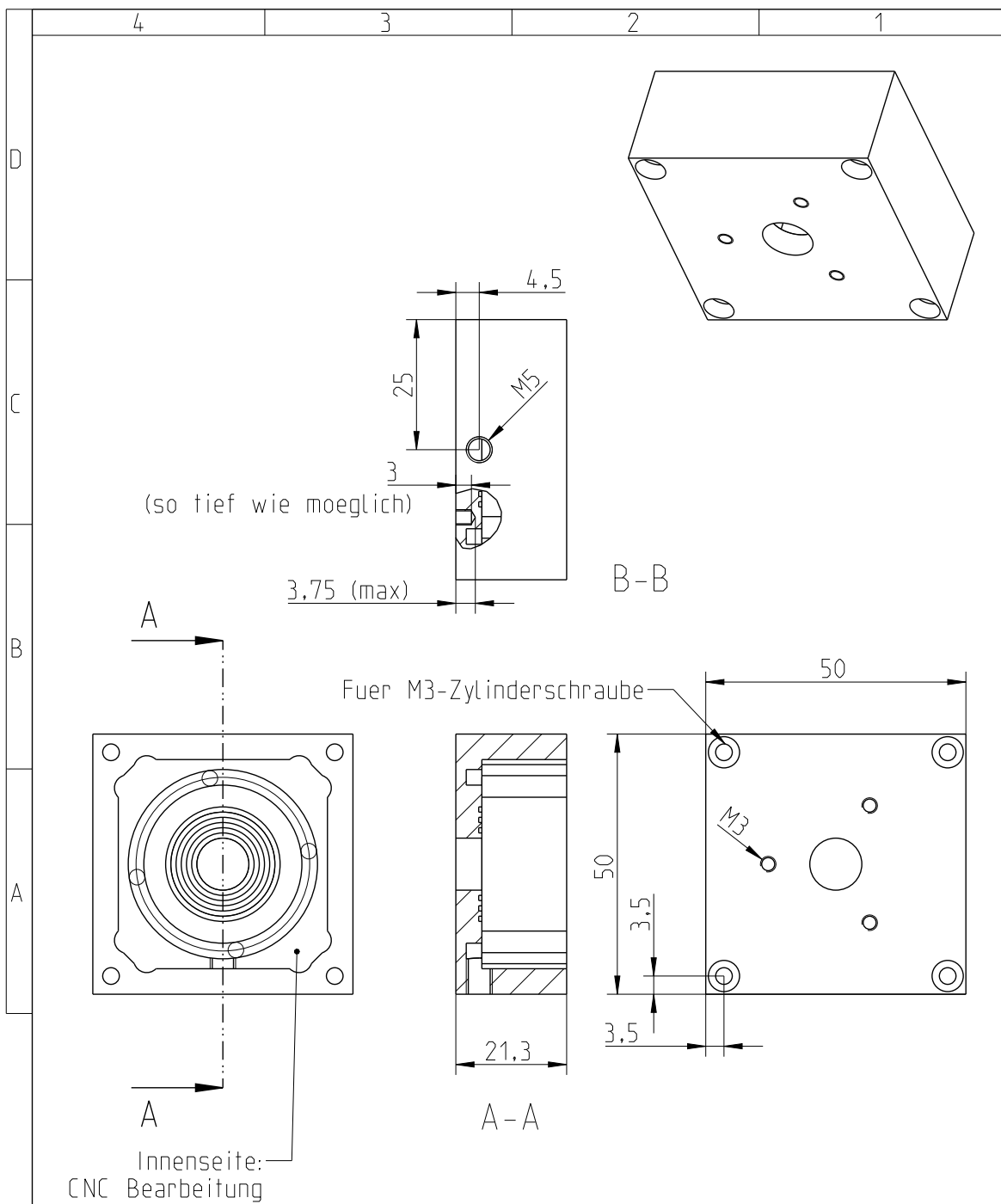


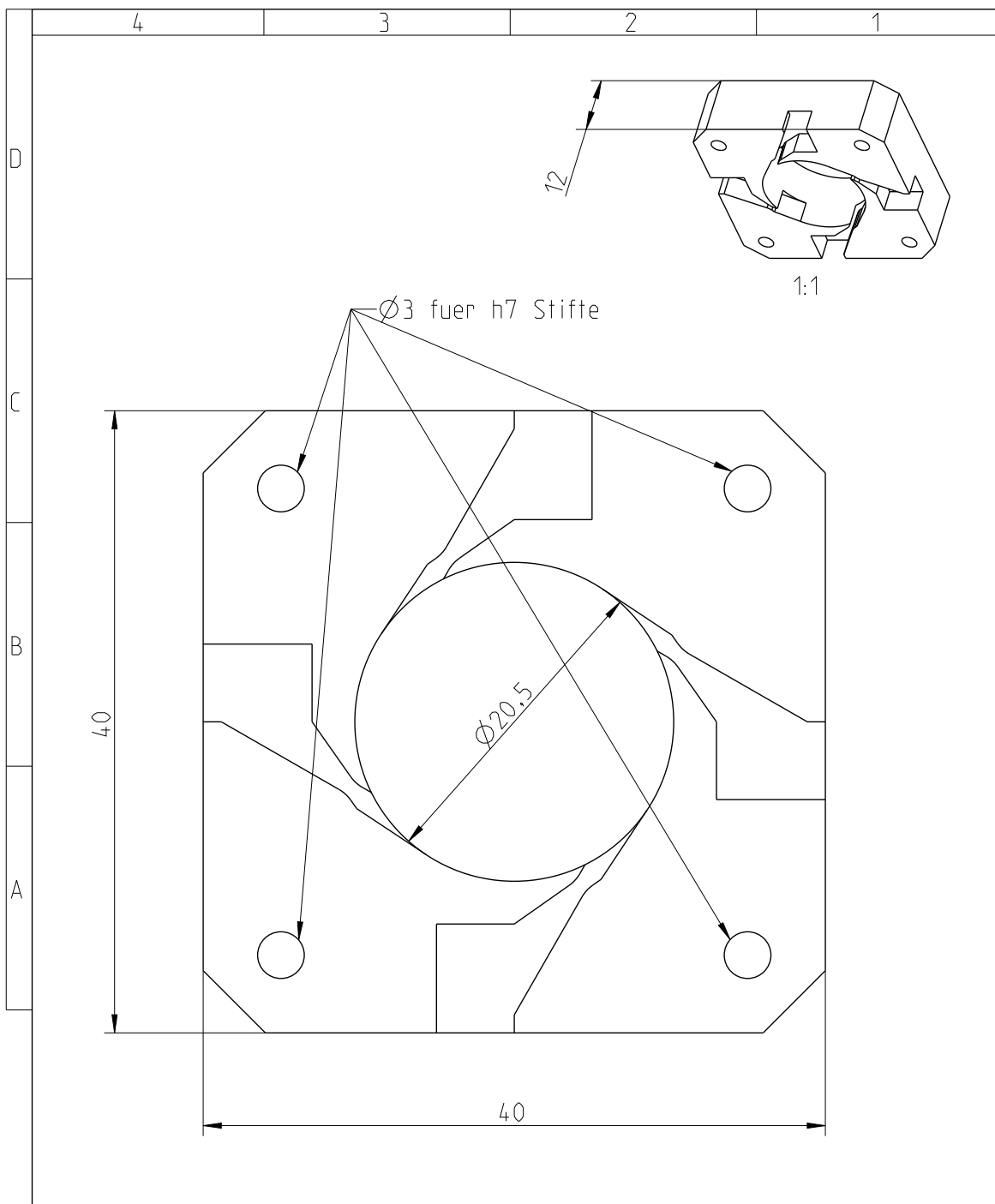
Abbildung B.18.: Rotoraufbau (Längsschnitt) mit 3D-gedrucktem Rotorelement *3D_C* (25 Schaufeln; Schaufelhöhe: 1,0 mm).

C Technische Zeichnungen

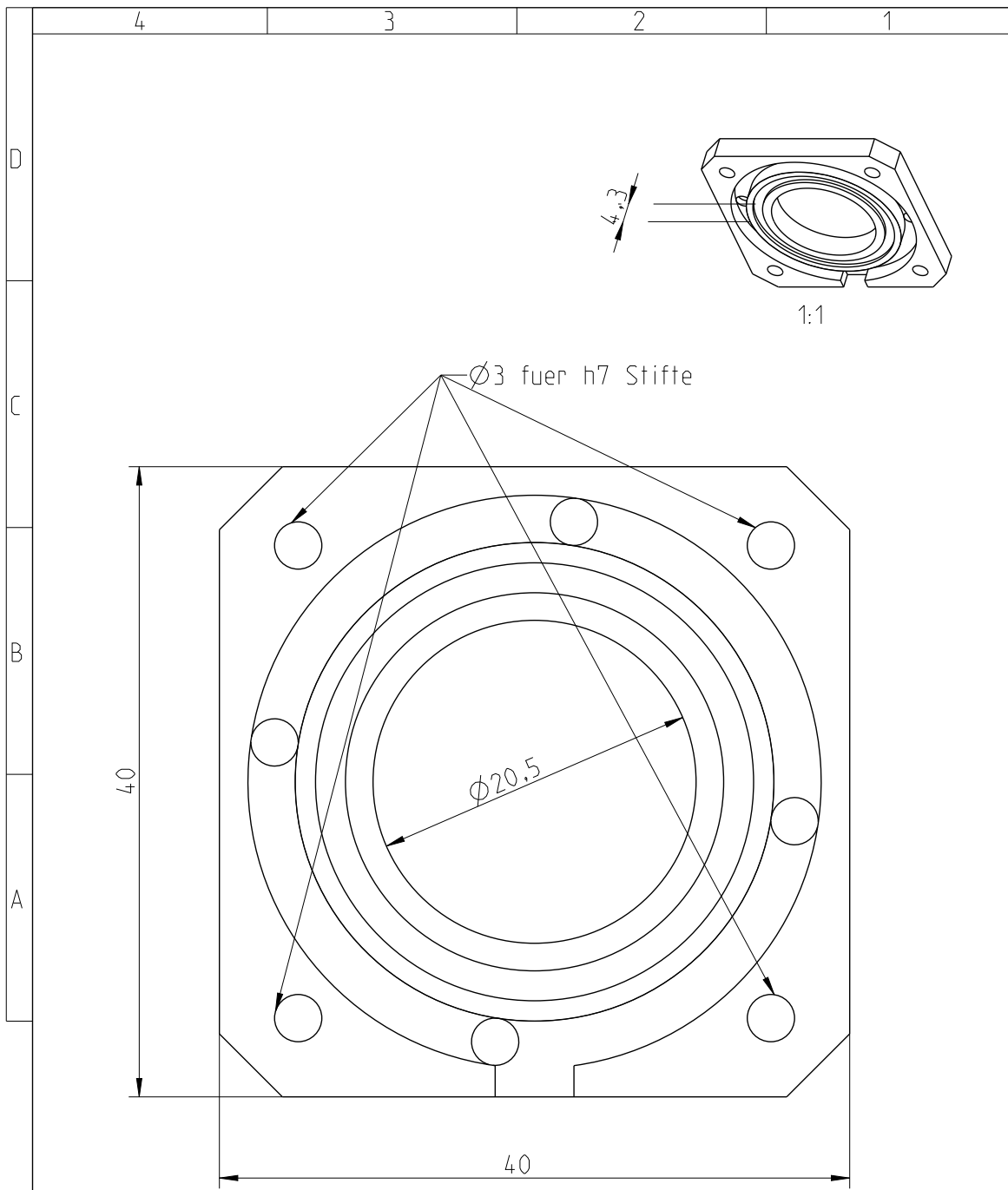
Zeichnungen erstellt mit *PTC Creo Parametric 3.0*



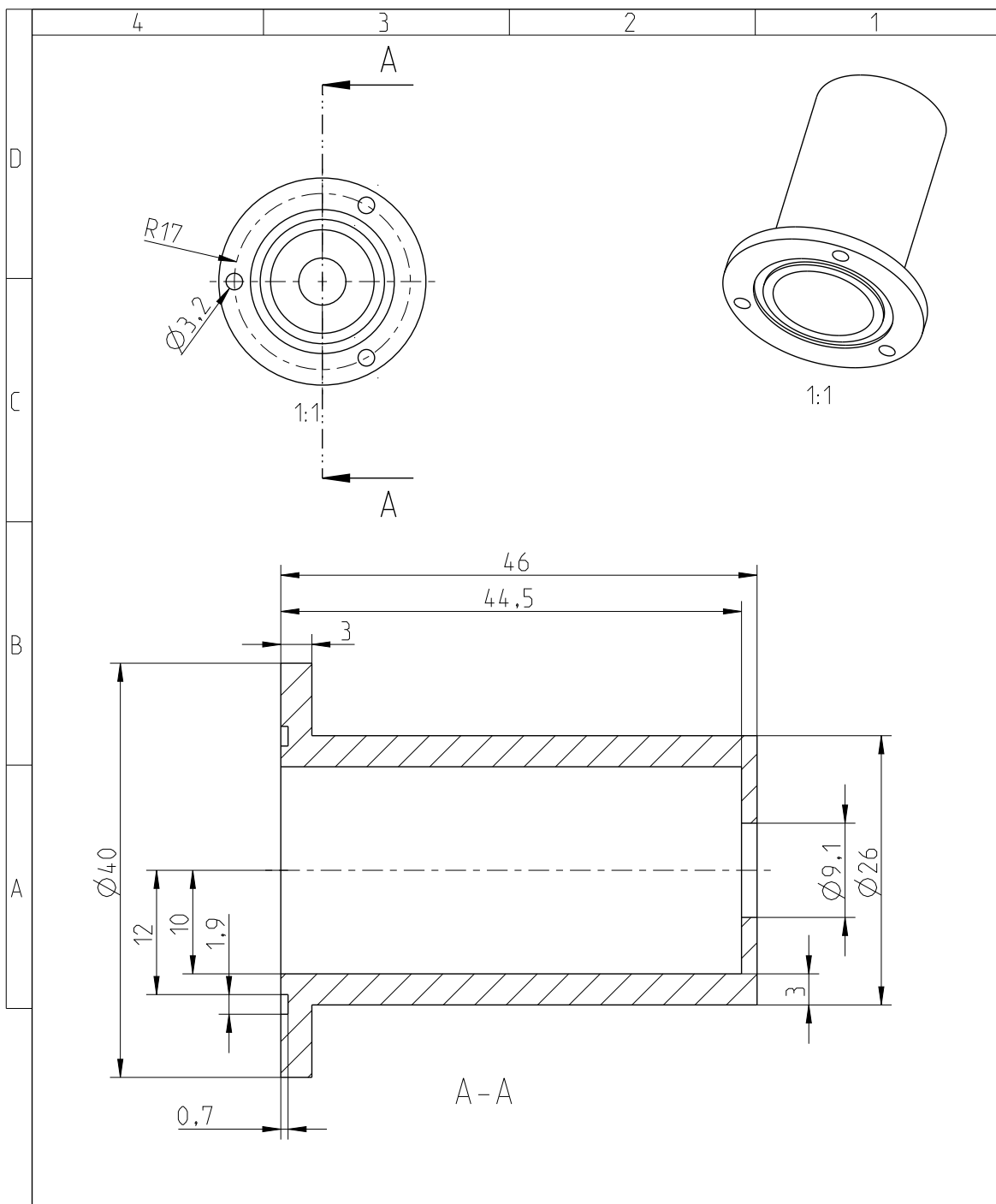
				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f	Oberflächen DIN 3141 Reihe 2	Maßstab 1:1	(Gewicht)
				Datum	Name	Material: Aluminium	
				Bear.	31.07.15	SLT: Gehäuse - Deckel	
				Gepr.			
				Norm			
				 TU Darmstadt		Anzahl: 1	Blatt 3
Zust.	Änderung	Datum	Name				v. 11 Bl.
				EDV-Nr. FMUSTER3			




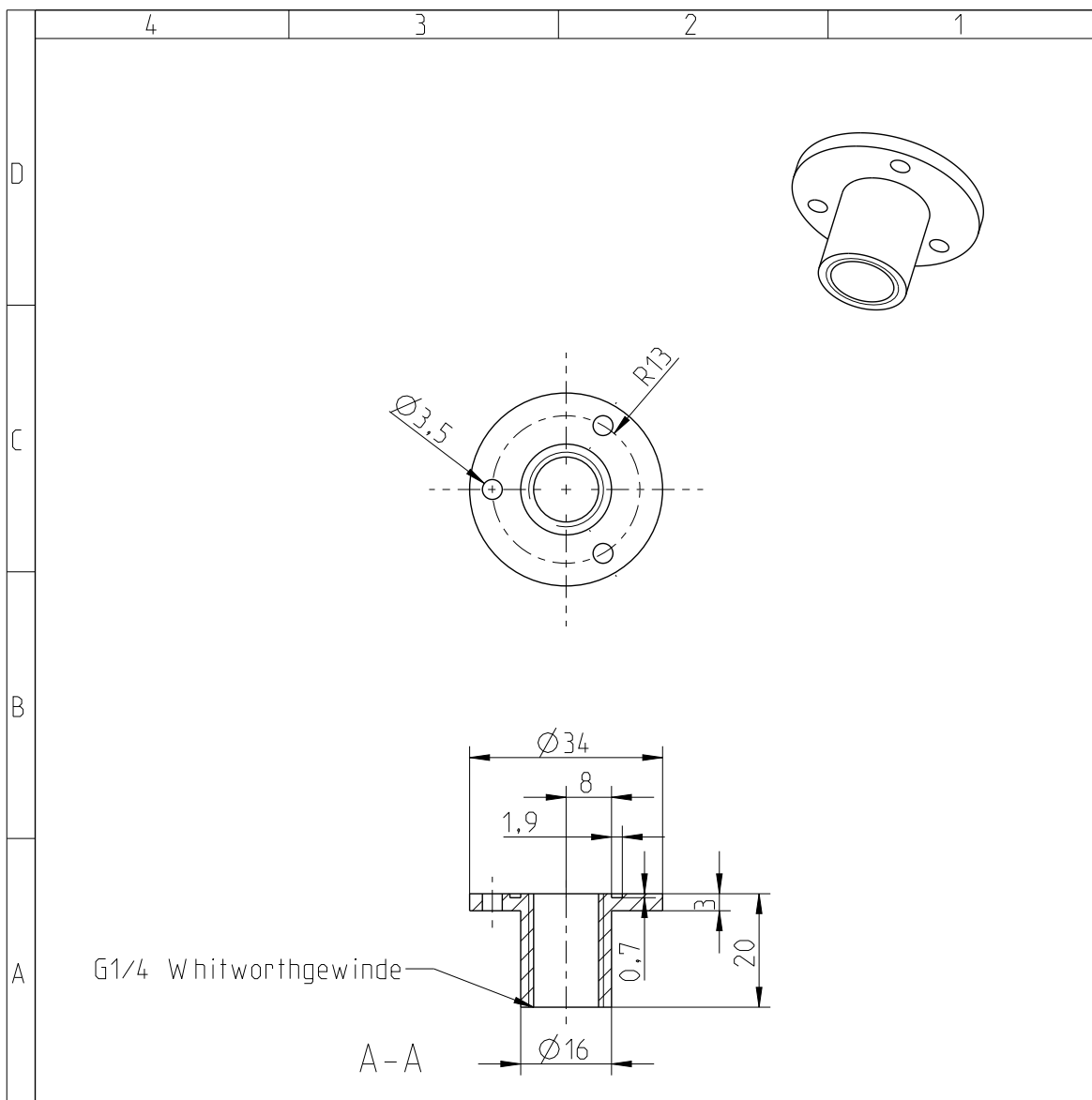
				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f	Oberflächen DIN 3141 Reihe 2	Maßstab 1:1	(Gewicht)
				Material: Messing (12 mm)			
				Datum	Name	SLT: Duese V3 CNC Bearbeitung	
			Bear.	31.07.15	DP		
			Gepr.				
			Norm				
				 TU Darmstadt		Anzahl: 1	Blatt 4
Zust.	Änderung	Datum	Name	EDV-Nr. FMUSTER3			v. 11 Bl.



				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f		Oberflächen DIN 3141 Reihe 2		Maßstab 1:1		(Gewicht)			
								Material: Messing (4,3 mm)					
					Datum	Name		<div>SLT: Duesendeckel CNC Bearbeitung</div>					
				Bear.	31.07.15	DP							
				Gepr.									
				Norm									
				<div>enK</div> <div>TU Darmstadt</div>				<div>Anzahl: 1</div>				<div>Blatt 5 v. 11 Bl.</div>	
Zust.	Änderung	Datum	Name	EDV-Nr. FMUSTER3									

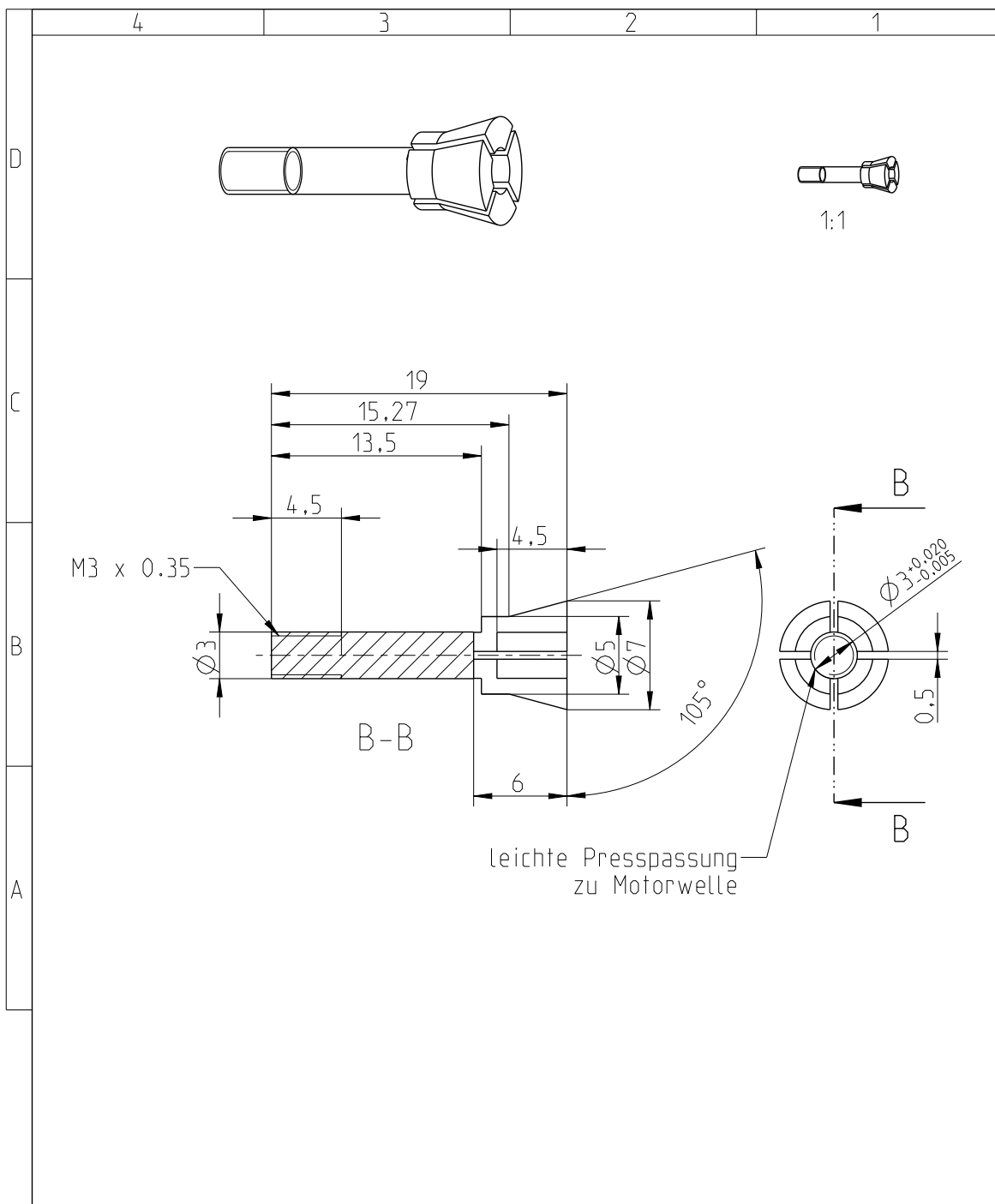



				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f	Oberflächen DIN 3141 Reihe 2	Maßstab 1:1	(Gewicht)
				Material: Aluminium			
				Datum	Name	SLT: Motorkapsel	
			Bear.	31.07.15	DP		
			Gepr.				
			Norm				
				 TU Darmstadt		Anzahl: 1	Blatt 6
Zust.	Änderung	Datum	Name	EDV-Nr. FMUSTER3			v. 11 Bl.

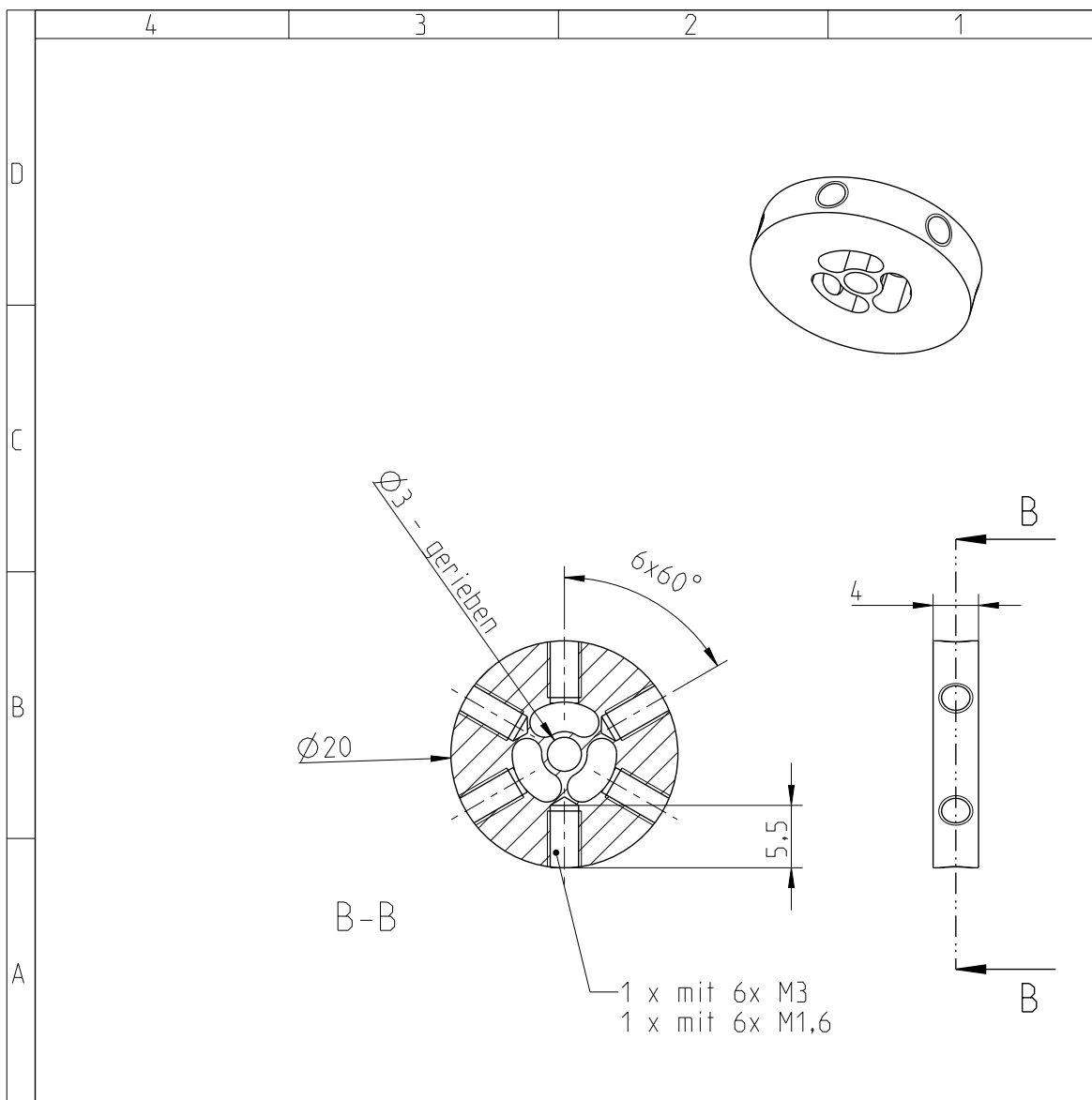



				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f	Oberflächen DIN 3141 Reihe 2	Maßstab 1:1	(Gewicht)
				Material: Aluminium			
				Datum	Name	SLT: Auslass-Anschluss	
			Bear.	31.07.15	DP		
			Gepr.				
			Norm				
				 TU Darmstadt		Anzahl: 1	Blatt 7
Zust.	Änderung	Datum	Name				v. 11 Bl.
				EDV-Nr. FMUSTER3			

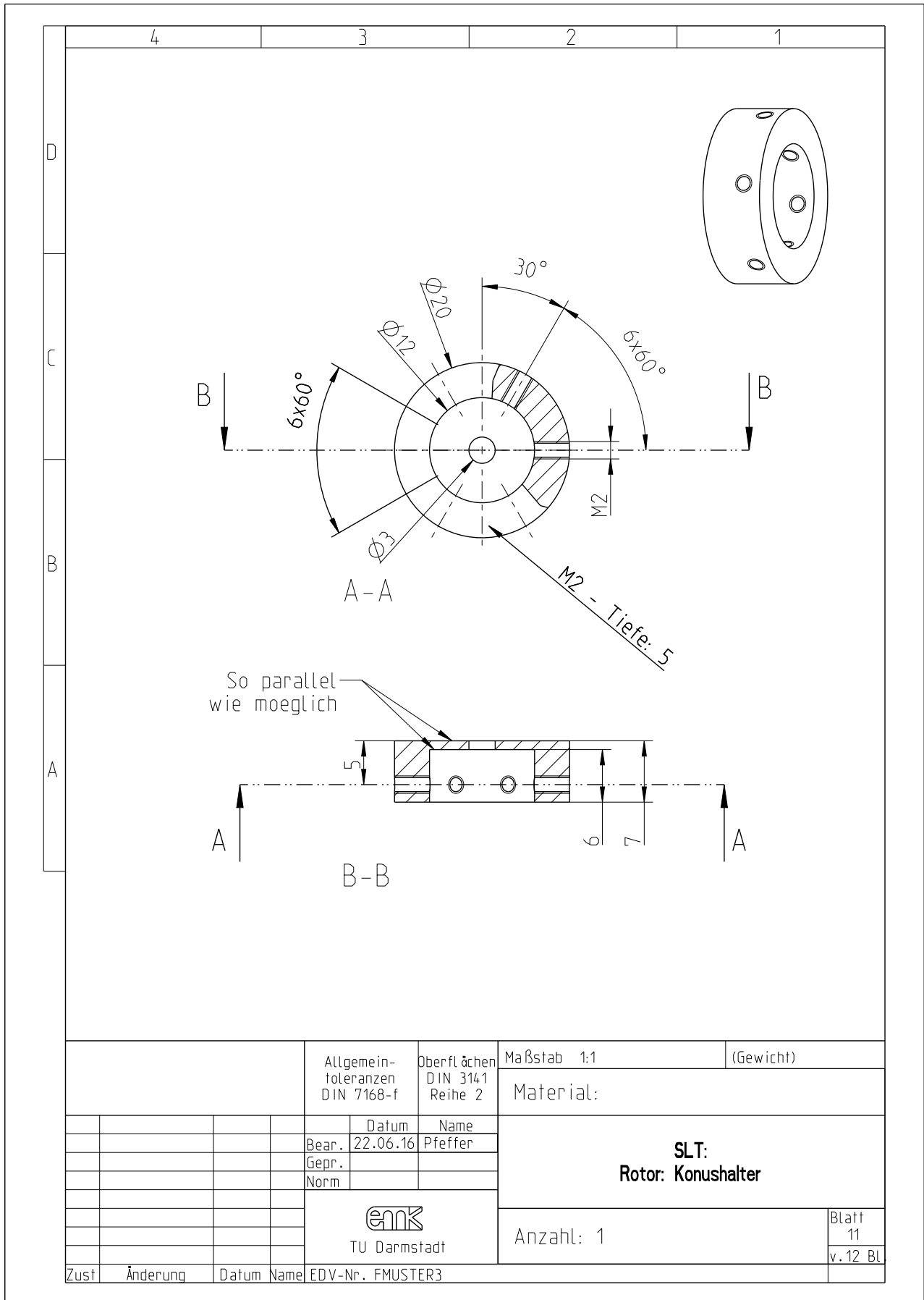
4	3	2	1
<p>Aetzteile</p> <div style="text-align: center; margin-top: 100px;"> </div>			
		Allgemein- toleranzen DIN 7168-f	Oberflächen DIN 3141 Reihe 2
		Maßstab 1:1 (Gewicht)	
		Material: Stahlblech - 0.1 mm	
		Datum 23.10.15	Name Pfeffer
		Bear. Gepr. Norm	SLT: Rotor - Scheiben
		TU Darmstadt	
		Anzahl: je 25	
		Blatt 9 v. 12 Bl.	
		Zust. Änderung Datum Name EDV-Nr. FMUSTER3	

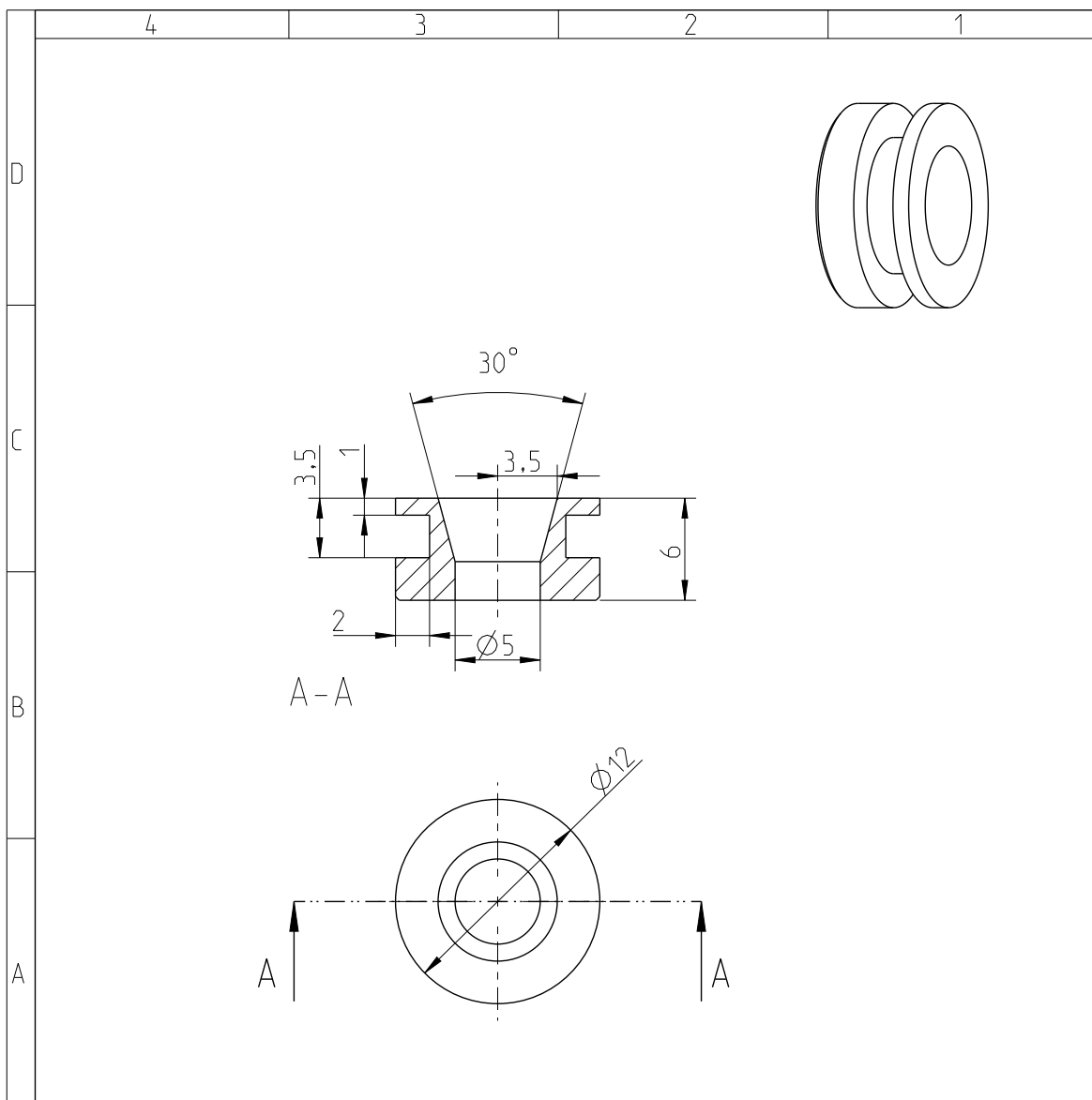



				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f		Oberflächen DIN 3141 Reihe 2		Maßstab 1:1		(Gewicht)			
				Material: Stahl									
					Datum	Name		SLT: Rotor - Spannzange					
				Bear.	23.10.15	Pfeffer							
				Gepr.									
				Norm									
				 TU Darmstadt				Anzahl: 1		Blatt 8			
										v. 11 Bl			
Zust	Änderung	Datum	Name	EDV-Nr. FMUSTER3									

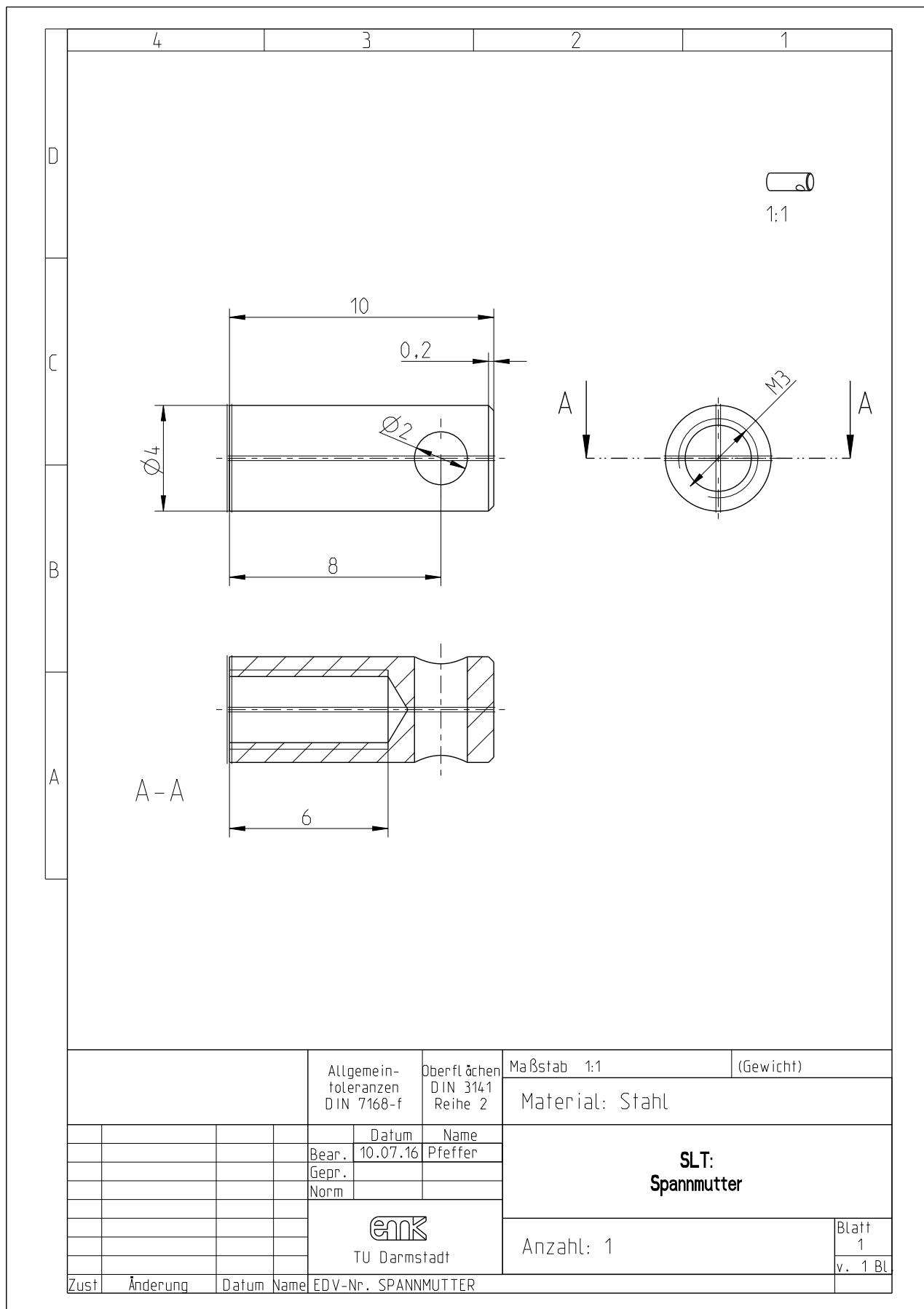


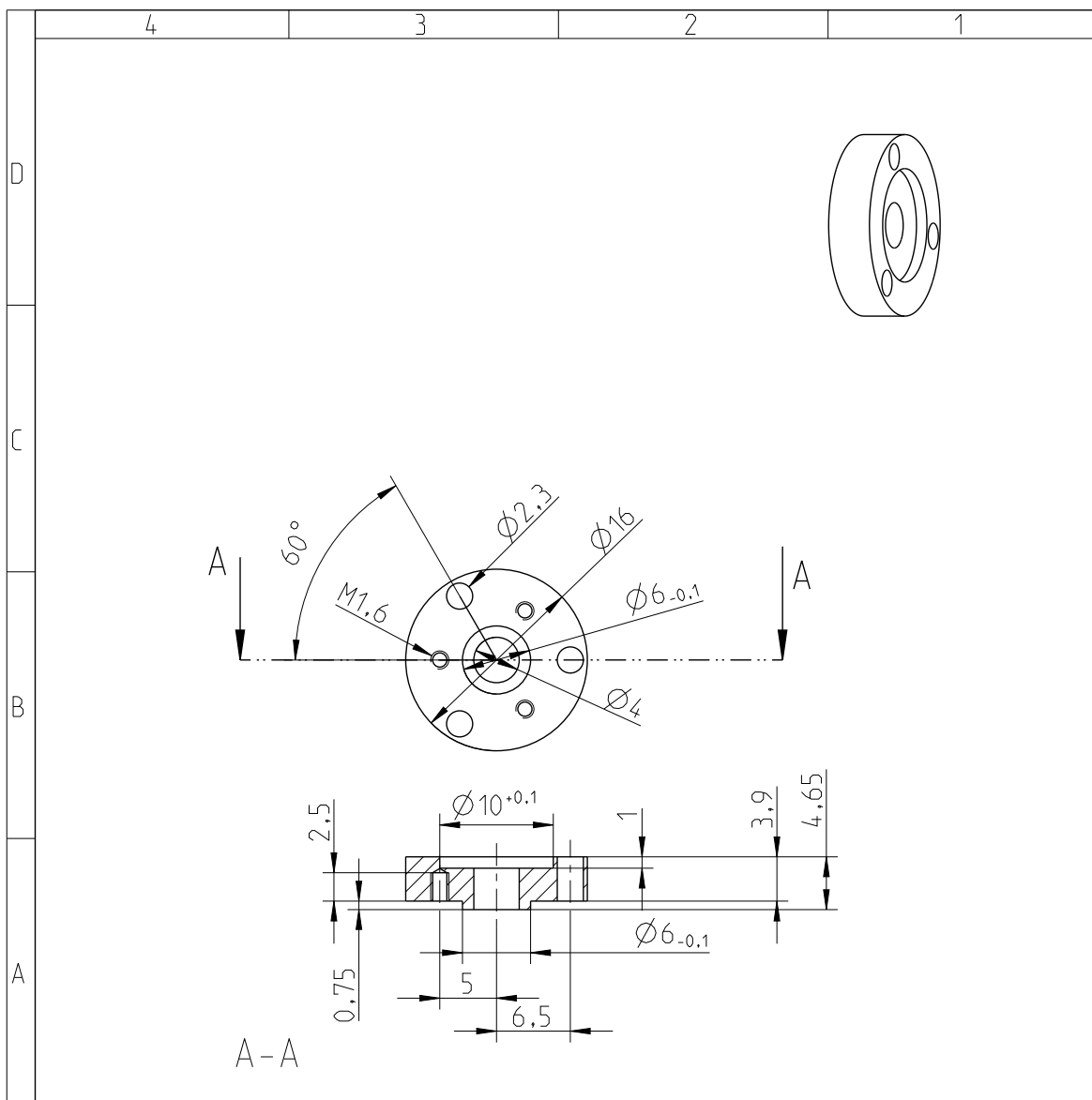
				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f		Oberflächen DIN 3141 Reihe 2		Maßstab 2:1		(Gewicht)		
				Material:Aluminium, 4mm								
					Datum	Name		SLT: Deckscheibe, korrigierbar				
				Bear.	30.05.16	Pfeffer						
				Gepr.								
				Norm								
				 TU Darmstadt				Anzahl: 2			Blatt 1	
Zust.	Änderung	Datum	Name	EDV-Nr. ROTOR_DECKSCHEIBE_KORRIGIERBAR								






				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f	Oberflächen DIN 3141 Reihe 2	Maßstab 1:1	(Gewicht)
				Material:			
				Datum	Name	SLT: Gegenkonus	
				Bear.	10.07.16 Pfeffer		
				Gepr.			
				Norm			
				 TU Darmstadt		Anzahl: 1	Blatt 1
Zust.	Änderung	Datum	Name			EDV-Nr. GEGENKONUS	v. 1 Bl.





				Allgemein- toleranzen DIN 7168-f	Oberflächen DIN 3141 Reihe 2	Maßstab 1:1	(Gewicht)
				Material: Aluminium			
				Datum	Name	SLT: Motoradapter	
				Bear.	20.01.16 Pfeffer		
				Gepr.			
				Norm			
				 TU Darmstadt		Anzahl: 1	Blatt 12
Zust.	Änderung	Datum	Name			EDV-Nr. FMUSTER3	v. 12 Bl.

Wissenschaftlicher Werdegang



Daniel Pfeffer

geboren am 31. März 1986 in Frankfurt am Main
verheiratet

Berufstätigkeit

2011 - 2016	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Mikrotechnik und Elektromechanische Systeme
2017 - 2018	Research and Development Manager, ISRA VISION AG, Industrielle Bildverarbeitung
seit 2018	Stellv. Leitung Embedded Software Technology, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (<i>seit 2019: Hottinger Brüel & Kjær</i>), Messtechnik

Studium

2005 - 2011	Technische Universität Darmstadt, Elektrotechnik und Informationstechnik, Vertiefung Mikro- und Feinwerktechnik Abschluss: Diplom-Ingenieur
-------------	--

Schulbildung

1992 - 1996	Max-von-Gagern-Schule, Kelkheim am Taunus
1996 - 2002	Eichendorffschule, Kelkheim am Taunus
2002 - 2005	Immanuel-Kant-Schule, Kelkheim am Taunus
06/2005	Abitur

Praktika

03/2006 - 04/2006	Continental TEVES, Frankfurt am Main, Sensorentwicklung
07/2006 - 08/2006	Bayer CropScience, Monheim, Prozessleittechnik
10/2009 - 03/2010	DIEHL Aerospace, Frankfurt am Main, Sensorentwicklung